

Detlef Maier

**Sensorlose online Zustandserfassung
von Vorschubantriebskomponenten
in Werkzeugmaschinen**

D 93
ISBN 978-3-936100-58-7

Institut für Maschinenelemente

Antriebstechnik • CAD • Dichtungen • Zuverlässigkeit

Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 9
70569 Stuttgart
Tel. (0711) 685 – 66170

Prof. Dr.-Ing. B. Bertsche, Ordinarius und Direktor

Sensorlose online Zustandserfassung von Vorschubantriebskomponenten in Werkzeugmaschinen

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

von
Dipl.-Ing. Detlef Johannes Maier
aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Peter Klemm

Tag der mündlichen Prüfung: 09. Mai 2014

Institut für Maschinenelemente der Universität Stuttgart

2015

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand in den Laborräumen des Instituts für Werkzeugmaschinen, IfW, der Universität Stuttgart im Rahmen eines Projekts zur Untersuchung des Verschleißverhaltens von Vorschubantrieben mit Kugelgewindetrieb. Die Mitarbeiter des IfW haben mir stets den Freiraum gewährt, der diese Arbeit hat entstehen lassen. Für die Unterstützung durch die Mitarbeiter des Versuchsfelds, Herr Andreas Christ, Herr Rolf Bauer und Herr Michael Reichersdörfer bin ich sehr dankbar.

Die vorliegende Arbeit ist in der Kooperation mit der DFG-Forschergruppe FOR 639 mit dem Titel „Gezielte vorbeugende Wartung durch automatisierte Zustandsbeobachtung“ der Deutschen Forschungsgemeinschaft (DFG) entstanden. Zielsetzung war, ein CM-System in den Kontext des Qualitätsmanagements, genauer in CAQ-Systeme für eine *Zustandsabhängige Wartung*, einzubetten. Auf diese Weise fand ein ständiger Austausch statt. Insbesondere gilt mein Dank den Kolleginnen und Kollegen der Forschergruppe, deren ständige Begleitung und Unterstützung diese Arbeit möglich gemacht haben.

Insbesondere bin ich Dr. Sc. Michael Storchak zu besonderem Dank verpflichtet für die vielen fruchtbaren Diskussionen und freundschaftliche Unterstützung. Er hat mir wertvolle wissenschaftliche Anregungen gegeben. Frank Ziegler bin ich dankbar für die technische Unterstützung bei der Realisierung der Messtechnik. Sebastian Schetter wusste mich in seiner humorvollen Weise, Zitat: „Wer jeden Tag acht Stunden braucht, ist überfordert!“, stets aufs Neue zu motivieren. Zheng Sun hat mit der mathematischen Ausformulierung der Rollkinematik im KGT einen sehr guten Beitrag zum Erfolg der Arbeit geleistet. Mein Dank gilt ferner allen, deren Unterstützung ich mir während meiner Promotion sicher sein konnte.

Prof. Dr.-Ing. Bernd Bertsche danke ich für die Übernahme des Hauptberichts, Prof. Dr.-Ing. Peter Klemm für den Mitbericht und Prof. Dr. rer. nat. Dr. h. c. mult. Rainer Gadow für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	V
Formelzeichen und Abkürzungen	VIII
Kurzreferat	XIII
Abstract	XIV
1 Einleitung	1
2 Ausgangssituation und Erkenntnisstand	4
2.1 Zustandsdiagnostik	5
2.2 Maschinendiagnose und -überwachung	7
2.3 Messdatenanalyse	8
2.3.1 WARP-Algorithmus	13
2.3.2 Hüllkurvenanalyse und Hilbert Huang Transformation	14
2.4 Der Kugelgewindetrieb im Vorschubantrieb	18
2.4.1 Vorspannung des Kugelgewindetriebs	21
2.4.2 Schadensarten des Kugelgewindetriebs	24
3 Aufgabenstellung und Zielsetzung	27
3.1 Problemstellung	27
3.2 Ziel der Arbeit	27
4 Systembeschreibung und Versuchsaufbau	34
4.1 Sensoren des Vorschubantriebs	34
4.2 Versuchsaufbau	37
5 Systemverhalten, Modellierung und Simulation	42
5.1 Analytische Modellierung	42
5.1.1 Mehrkörpersimulation der Eigenfrequenzen des Systems	43
5.1.2 Simulation des dynamischen Verhaltens unter Abnutzung	48
5.1.3 Sensitivität und Robustheit des MKS-Ansatzes	50
5.1.4 Kräfte im Kugelgewindetrieb	56

6	Systemverhalten und Modenseparation	59
6.1	Kinematik des Kugelgewindetriebs	59
6.2	Charakteristische Distanz und Charakteristische Auflösung	70
7	Indikatoren, Verschleißmoden und Filterung	73
7.1	Zeitbasierte Messmethodik	73
7.1.1	Drehmomenterfassung bei konstantem Vorschub	74
7.1.2	Abnutzungskennwerte des zeitbasierten Drehmomentansatzes	80
7.2	Modenidentifikation beim zeitbasierten Drehmomentansatz	86
7.2.1	Abnutzungskennfunktionen des zeitbasierten Drehmomentansatzes	86
7.2.2	Hilbert-Huang-Transformation des Drehmomentverlaufs	91
7.2.3	Bewertung der zeitbasierten Verfahren	96
8	Methodik der Charakteristischen Distanz und Auflösung	99
8.1	Messkonzept der Charakteristischen Distanz und Auflösung	99
8.2	Lagedifferenz	101
8.3	Drehmoment	104
8.4	Vergleich von Drehmoment und Lagedifferenz	105
8.5	Schaftauslenkung	107
9	Abnutzungserfassung durch Charakteristische Distanz und Auflösung	110
9.1	Auswahl des geeigneten Messkonzepts	110
9.2	Dauerversuch zur Kenngrößenbildung	112
10	Abnutzungskenngrößen des Vorschubantriebs	117
10.1	Messgrößen und Vergleichswerte	118
10.1.1	Vergleich mit der Kenngröße Schwingungsenergie	119
10.1.2	Kenngrößen der Charakteristischen Distanz und Auflösung	121
10.2	Statistische Analyse und Fehlerabschätzung	123
10.2.1	Extrapolation, Sensitivität und Konfidenzintervalle	123
10.2.2	Lastintegral und kumulierte Summe	126
10.2.3	Sensitivitätsanalyse	129
10.2.4	Kalibration der Abnutzungskenngrößen	130

11 Zusammenfassung	136
12 Literatur	138

Formelzeichen und Abkürzungen

Formelzeichen

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
$A(t)$	-	Systemmatrix
A_I	m	Auflösung des Interpolators
B	μm	Umkehrspanne des Vorschubs
$\mathbf{b}(t)$		Erregervektor
C	kN	Dynamische Tragzahl
c_I		Kenngroße <i>Schwingungsenergie</i> nach Michael Walther
cf		Crestfaktor
c_{SE}		Kumulierte Summe der Kenngroße <i>Schwingungsenergie</i>
d_0	mm	Nenn Durchmesser des Kugelgewindetriebs
D_1	mm	Außendurchmesser des Kugelmutterkörpers
d_{12}		Dämpfung zwischen Motor und Kupplung
d_{23}		Dämpfung zwischen Kupplung und Gewindespindel
d_{34}		Dämpfung zwischen Gewindespindel und Mutter/ Schlitten
$d_{Berühr}$	mm	Berührdurchmesser des Spindelantriebs
D_{Mutter}	mm	Berührkreisdurchmesser in der Kugelmutter
D_{pw}	mm	Kugelmittendurchmesser
D_{roll}	mm	Rollkreisdurchmesser der Kugel
D_T	mm	Nenn Durchmesser des Kugelgewindetriebs
D_W	mm	Kugeldurchmesser
f	1/s	Frequenz
F	N	translatorisch wirkende Kraft aus dem Motorantriebsdrehmoment
$f_{außen}$	Hz	Überrollfrequenz im Außenring bzw. in der Kugelmutter
F_{ax}	N	Axialkraft
F_d	N	Dämpfungskraft
f_i	Hz	Eigenfrequenz des i-ten Körpers
f_{innen}	Hz	Überrollfrequenz auf dem Innenring bzw. dem Spindelschaft
F_k	N	Federkraft
f_{Kette}	Hz	Überrollfrequenz der Kugelskette
f_{Kugel}	Hz	Drehfrequenz (Spin) der Kugel
F_L	N	Lastkraft
F_{Mutter}	Hz	Umlauffrequenz einer Kugel in der Kugelmutter
F_N	N	Normalkraft auf Reibkontakt
F_R	N	Reibkraft
$f_{r,n/s}$	m	Schmiegung zwischen Mutter und Kugel bzw. Spindel und Kugel

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
F_{RF}	N	Reibkraft in Festlager und Kupplung
F_{RM}	N	translatorisch wirkende Reibkraft des Antriebs
F_{RS}	N	Reibkraft zwischen Gewindemutter und -spindel
f_{Schaft}	Hz	Umlauffrequenz einer Kugel auf dem Spindelschaft
F_U	N	Umfangskraft
F_{uL}	N	Umfangskraft, die zur Aufnahme der axialen Kraft benötigt wird
i_{Geschw}		Geschwindigkeitsübersetzungsverhältnis des Kugelgewindetriebs
i_I		Interpolationsfaktor
i_{Kraft}		Kraftübersetzungsverhältnis des Kugelgewindetriebs
i_{Weg}		Wegübersetzungsverhältnis des Kugelgewindetriebs
J_i	kgm ²	Rotationsträgheitsmoment
J_K	kgm ²	Rotationsträgheitsmoment der Kupplung
J_M	kgm ²	Rotationsträgheitsmoment der Gewindemutter
J_S	kgm ²	Rotationsträgheitsmoment der Gewindespindel
k_{12}	N/m	Zug-Druck-Steifigkeit zwischen Motor und Kupplung
k_{23}	N/m	Zug-Druck-Steifigkeit zwischen Kupplung und Gewindespindel
k_{34}	N/m	Zug-Druck-Steifigkeit zwischen Gewindespindel und Schlitten
k_i	N/m	Ersatz-Zug-Druck-Steifigkeit
k_M	N/m	Zug-Druck-Steifigkeit der Gewindemutter
k_S	N/m	Zug-Druck-Steifigkeit der Gewindespindel
k_{tor}	Nm/rad	Drehsteifigkeit der Kupplung
$k_{tor,i}$	Nm/rad	Drehsteifigkeit
k_{vor} bzw. $k_{rück}$		Korrelation der gleichläufigen Drehmomentmessungen
k_{vr}		Korrelation der gegenläufigen Drehmomentmessungen
L_{10}	10 ⁶ Umdr.	Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers
L_{10}	10 ⁶ Umdr.	Nominelle Lebensdauer eines Kugelgewindetriebs
l	µm	Kenngröße <i>Lagedifferenz</i>
l_1	mm	Gewindelänge
L_h	h	Ermüdungslebensdauer eines Wälzlagers in Stunden
L_n	mm	Länge der Kugelgewindemutter
l_{Schaft}	mm	Rollweg pro Umdrehung der Kugel auf dem Spindelschaft
l_u	mm	Nutzweg des Kugelgewindetriebs
M	kg	Massenmatrix des Systemmodells
M	Nm	Motordrehmoment
m_1	kg	Ersatzmasse von Motor- und der halben Kupplungsträgheit
m_2	kg	Ersatzmasse der anderen Kupplungshälfte
m_3	kg	Ersatzmasse der mutterseitigen Spindelhälfte
m_4	kg	Summe der Massen der Gewindemutter und des Schlittens

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
M_{ges}	Nm	gesamtes Antriebsmoment der Spindel
m_i	kg	Ersatzmassen der rotatorischen Trägheiten
M_L	Nm	Lastmoment des Antriebsmoments zur Aufnahme der Axialkraft
m_M	kg	Masse der Gewindemutter
M_{RM}	Nm	Reibmoment des Antriebs
m_S	kg	Masse des Schlittens
n	1/min.	Drehzahl
n bzw. n_{max}		Divisor, der das räumliche Abtastverhältnis bestimmt
P		Matrix der geschwindigkeitsabhängigen Kräfte
P	kN	Dynamisch äquivalente Belastung
p		Exponent des Ermüdungslebensdauermodells
P_h	mm	Steigung des Gewindetriebs
Q	N/m	Matrix der lageabhängigen Kräfte
Q		Gütefaktor der Kenngröße
r	1/m	Auflösung, geometrisches Analogon der Frequenz
r	mm	Länge des Hebelarms zu Berechnung der Drehmomente
R	μm	Wiederholbarkeit der Positionierung
r_n	m	Profilradius der Mutterlaufbahn
r_S	m	Profilradius der Spindellaufbahn
S_i		Anzahl von Nulldurchgängen und Extrema der HHT
s_{ik}		Sensitivität der Kenngröße
s_{vor} bzw. $s_{rück}$	Nm	Einseitige Streuung einer Drehmomentmessung
t		Zeit, kurzfristige Skalierung, Momentanzzeit, Messdauer
T	Nm	Leerlaufdrehmoment
t_0	s	Startzeitpunkt der Drehmomentmessung
t_{circ}	s	Umlaufdauer einer Kugel auf der Spindel
t_{LC}		Zeit, langfristige Skalierung über die Lebensdauer (Life Cycle)
T_M	m	Teilungsperiode des Messensors
T_{pr0}	Nm	kleinstes ohne Abstreifer gemessenes Losbrechmoment
T_{pra}	Nm	Mittelwert aus größtem und kleinstem Leerlaufdrehmoment
T_{t0}	Nm	kleinstes mit Abstreifer gemessenes Losbrechmoment
T_{ta}	Nm	Mittelwert von Maximum und Minimum des bei Konstantfahrt mit Abstreifer gemessenen Leerlaufdrehmoments
$u_M(t)$		moduliertes Signal
$u_S(t)$		Nutzsignal
\hat{U}_T		Trägeramplitude
$u_T(t)$		Trägersignal
x	mm	Weg
x_0	mm	Startposition der Messung

Kurzzeichen	Einheit	Benennung
x_{rel}	mm	Weg relativ zum Start der Messung
z		Anzahl der Kugeln
z_{Kette}	m^{-1}	Überrollauflösung der Kugelmutter
z_{Kugel}	m^{-1}	Überrollauflösung der Kugeldrehung
z_{Mutter}	m^{-1}	Überrollauflösung der Kugelmutter
z_{Schaft}	m^{-1}	Überrollauflösung des Spindelschafts
α	°	Kontaktwinkel zwischen Kugel und Laufbahn
β	°	Flankenwinkel
δ_j		Realteil des Eigenwerts
λ_i		Eigenwert des i-ten Körpers
μ		Reibbeiwert
$\xi(t)$	m	Zeitliche Erregung der Kugelmutter samt Schlitten
φ		Steigungswinkel des Gewindes
ω_0		Imaginärteil des Eigenwerts und Eigenfrequenz des ungedämpften Systems
ΔT_{pra}	Nm	Spanne des bei Konstantfahrt ohne Abstreifer gemessenen Leerlaufdrehmoments
ΔT_{prp}	Nm	Grenzabweichung für das Leerlaufdrehmoment
ΔT_{ta}	Nm	Spanne des Leerlaufdrehmoments bei Konstantfahrt mit Abstreifer
ΔT_{tp}	Nm	Grenzabweichung für das Leerlaufdrehmoment
$\Delta \hat{U}$		Amplitudenhub
Δx_{Mutter}	mm	Vorschub zwischen zwei Überrollungen in der Kugelmutter
Δx_{Schaft}	mm	Vorschub zwischen zwei Überrollungen auf dem Spindelschaft
Ω		Trägerfrequenz

Abkürzungen

Kurzzeichen	Benennung
BCU	Bearing Condition Unit
BPFI	Ball Passing Frequency Inside
BPFO	Ball Passing Frequency Outside
BSF	Ball Spin Frequency
CAQ	Computer Aided Quality Assurance
CBM	Condition based Maintenance
CLK	Clock. Zeitgesteuerter Sampletakt eines Datenerfassungssystems
CM	Condition Monitoring
COO	Cost of Ownership

Kurzzeichen Benennung

CTO	Cost to operate
DFT	Diskrete Fourier Transformation
DSP	Digitaler Signal Prozessor
FFT	Fast Fourier Transformation
FIR	Finite Impulse Response
FTF	Fundamental Train Frequency
HMI	Human Machine Interface
KGT	Kugelgewindetrieb
LFO	Low Frequency Oscillation
MIMOSA	Machinery Information Management Open System Alliance
MUMASY	Multimediales Maschineninformationssystem
OLE	Object Linking Environment
OPC	OLE for Process Control
PDA	Prozessdatenanalyse
QM	Qualitäts-Management
SOCM	Sensorless Online Condition Monitoring
STFFT	Short Time Fast Fourier Transformation

Kurzreferat

Die Verfügbarkeit ist wesentlich für die Profitabilität kapitalintensiver Fertigungsanlagen. Bei der Just-in-time-Produktion wirken sich Störungen schnell entlang der Lieferkette aus. Die zustandsabhängige Wartung als eine Instandhaltungsstrategie, die die Verfügbarkeit hoch hält und sich Schwankungen der Produktionsauslastung anpasst, gewinnt zunehmend an Bedeutung. Die ubiquitäre Informationstechnologie liefert die Plattform, aufwändige Strategien auf Bauelemente anzuwenden, bei denen Wirtschaftlichkeitserwägung dies bisher verhinderten.

Kern der Zustandserkennung ist die Signalanalyse. Sie hängt von der Güte der Messdaten ab. Welche Güte benötigt wird, bestimmt der zugrunde liegende Abnutzungsvorgang, dessen Signalmoden identifiziert werden müssen. Hier wird nach der Betrachtung von linearen und empirischen Transformationen zur Modentrennung die Signalanalyse zu einem gänzlich neuen, das Messsignal linearisierende, raum- und auflösungsbasierten Konzept, das Modell, Messung, Datenverarbeitung und Auswertung harmonisiert, zusammengeführt. Das kinematische Verhalten von Vorschubantrieben lässt dabei sich sehr gut unabhängig von der Zeit, rein geometrisch beschreiben. Eine geometrische, physikalische Variable aus dem System als Führungsgröße der Messungen liefert unverzerrte Signale, die eine exakte, hochauflösende und detaillierte Bauteilerkennung und Abnutzungsbewertung durch eine sehr scharfe und robuste Modentrennung zulassen. Die Zeitunabhängigkeit ermöglicht es, gezielt instationäre und transiente Zustände unter Betriebsbedingungen zu betrachten.

Die Erfassung von Abnutzung allein ist für zustandsabhängige Wartung nicht ausreichend. Vielmehr muss das langfristige Verhalten einer Kenngröße für eine Extrapolation zur Abschätzung der zukünftigen Entwicklung geeignet sein. Nur so lassen sich Instandhaltungsmaßnahmen zustandsabhängig terminieren. Wichtig ist die Einbettung des Konzepts in den Gesamtkontext des Instandhaltungsmanagements bzw. der Instandhaltungsstrategie. Der Kostendruck ist eine treibende Kraft. Ein weiteres Leitmotiv ist daher die Beschränkung auf die im Vorschubantrieb bereits vorhandenen mechatronischen Ressourcen. D.h. Ziel ist, den Verschleißzustand ohne den Einsatz zusätzlicher Sensorik und Hardware während des Regelbetriebs der Maschine zu erfassen. Das letztlich angestrebte Ziel lässt sich in das Schlagwort „Sensorless Online Condition Monitoring“ (SOCM) fassen.

Sensorless online Condition Monitoring of Feed Drive Components in Machine Tools

Abstract

Availability is essential for the profitability of capital-intensive production facilities such as machine tools. At Just-in-Time disturbances rapidly propagate up and down the supply-chain. Condition Based Maintenance is a strategy to keep the availability up. Because it is capable to adopt to fluctuations in capacity utilization rates it's gaining more and more acceptance. This PhD thesis deals with Condition Based Maintenance (CBM) of machine tools especially Condition Monitoring (CM) of feed drives. Every specific CM has to embed completely into CBM to provide appropriate data that can be processed by CBM. High data quality means that wear effects can be exactly quantified and affected machine elements can be identified. Further, for cost effective timing of maintenance measures the strategy of CBM requires forecasting of future wear rates sometimes even under changing boundary conditions such as different loads, processes and work pieces. Here, in detail feed drives with ball screws are examined exemplarily. Briefly, the tasks are to find the affected elements, how much they are worn and to estimate their remaining lifetime. A CM system itself is subject to cost effectiveness and reliability. At a mechatronic system such as machine tools, monitoring might be a part of the whole functionalities. Also, data might be acquitted during the normal operation of the machine without interrupting the production output. The CM system has to be resistant against signal noise and harsh running conditions. High price assessments and additional hardware can barely be asserted. That's why a CM system must embed into the machine's controller, its given platform. The above aspects define the requirements for the CM system. Identification of the affected elements is achieved by mode separation, forecasting by extrapolating signal courses. The present paper gives an overview of the state of the art that is mainly based on bearing condition monitoring means. It shows new approaches to interpret rough and noised data by nonlinear filtering, the Hilbert Huang Transformation (HHT) and Empirical Mode decomposition (EMD). Designing a CM system involves numerous disciplines. Finally a solution is presented that is based on complying consistently with the aforementioned requirements in *every* development step such as planning, modeling, measuring, mode separation, signal analysis and interpretation.

The long-term behaviour of the formed parameter must be suitable for forecasting of the remaining lifetime. During the monitoring steady boundary conditions might not be assumed. Nonetheless, the CM has definitely to be able to separate, to assign and to quantify signal modes of wear of different specific machine elements. CBM requires prediction. Thus recorded data or signals have to be wear-sensitive in an appropriate way. Signals that are mainly insusceptible, alternating or incidentally rise in sudden steps are not appropriate for extrapolation. As well are dissipating wear effects such as vibrations or resonance frequencies which depend on lubrication or the load of the machine. Conclusively persisting wear effects i.e. their signals or data have to be found and analyzed.

The present paper shows a way to fulfill the CM's and CBM's requirements by modeling the feed drive as a purely kinematic system described by physically static and persistent characteristics only. An adequate approach to record the controller's internal signals that refer the dependent figures to the feed drives position provide the according data. The monitored system model wise and measurement wise is treated as a closed causal system where the leading figure corresponds to the system's input, the measured figures to the system's answer. This is achieved by coupling the measured figures to the leading figure by measurement technique means in a way that an output occurs only when an alteration of the input occurs. Thus the data is completely independent of time. Here kinematic coupling always is linear while dynamic behavior i.e. data recorded in reference to time only is linear when the machine operates in a steady state. Since transient states are much more susceptible to a system's state variables i.e. wear it is important to explore them. Here, the paper's approach always provides linear data while time based data recording provides warped data. The present paper provides a method that, owing to its independence from time, can specifically examine unsteady and transient states that occur during the machine's normal operating conditions.

Since the causality, the persistency and that the feed drive can be modeled purely linear, the presented solutions provides data that always is linear even if the feed drive moves unevenly. Warp or jitter does not happen. The developed method provides a wear depicting figure that bears a physically meaningful dimension. For mode separation this approach allows using linear transformations only such as Fourier transformation. Fourier transformation of data recorded in reference to the feed drive's position results in data that is referred to resolution or distance. Reflecting long established characteristic bearing frequencies, here the term "*Characteristic Distance and Resolution*" is coined.

1 Einleitung

Moderne Werkzeugmaschinen sind ein kapitalintensives Anlagevermögen, in dem erhebliche Werte gebunden sind. Mit der zunehmenden Komplexität moderner Maschinen steigen die Anforderungen an ihre Produktivität. Eine Voraussetzung dafür sind optimal gewartete Anlagen und Produktionssysteme. Eine geeignete Instandhaltungsstrategie ergibt sich aus der Produktionsstrategie und einer Risikoanalyse. Ein Versagen einer technischen Anlage hat schwerwiegende Konsequenzen für Mensch und Umwelt. Eigner- (Cost of Ownership, COO) und Unterhaltskosten (Cost to Operate, CTO) stehen unter zunehmendem Druck. Die Instandhaltungskosten (Cost of Maintenance, COM) werden durch das Verschleiß- und Ausfallverhalten wesentlich bestimmt. Aktuell wird die Strategie des zustandsbasierten Anlagenbetriebs verfolgt (Condition Based Maintenance, CBM). Condition Monitoring (CM) ist ein Konzept zur Zustandsüberwachung, das den aktuellen Abnutzungsgrad eines Systems erfasst. Es ist die Voraussetzung für die Instandhaltungsstrategie CBM. CM-Systeme sind komplex aufgebaute Systeme, die hohe Anforderungen an Sensorik, Messtechnik, Signalverarbeitung und Datenaufbereitung stellen. Die Zustandserfassung kann auch während des Regelbetriebs einer Anlage oder Maschine erfolgen. Dies wird als Online Condition Monitoring (OCM) bezeichnet. Die Entwicklung eines CM-Systems umfasst viele Tätigkeitsfelder. Bei Werkzeugmaschinen sind dies u. A. technische Mechanik, Elektrotechnik mit den Fachdisziplinen Leistungselektronik, Mikroelektronik, elektrische Maschinen, Sensortechnik, Informatik, Steuerungstechnik, Systemtheorie und angewandte Mathematik.

Seit langem durchdringt die Informationstechnologie alle Bereiche der produzierenden Industrie. 1999 wurde der Megatrend, dass die Informationstechnologie alle Lebensbereiche, so auch den der produzierenden Industrie, durchdringt (Pervasive bzw. Ubiquitous Computing, *ubicom*) erstmals beschrieben [WEI99]. Diese Durchdringung liefert die Plattform für eine Ausweitung der Funktionalitäten mechatronischer Systeme.

Diagnostik und Instandhaltung bilden ein ganzheitliches Konzept, das sich in den Rahmen des Qualitätsmanagements (QM) einbettet. Zur Beurteilung der Wirtschaftlichkeit von Instandhaltungsmaßnahmen wird auf eine Vielzahl von Daten zurück gegriffen, die auch die betriebswirtschaftliche und technische Historie der Maschine umfassen. Eine Vielzahl von Organisationen hat um das Asset Management informationelle Konzepte entwickelt. MIMOSA

(Machinery Information Management Open System Alliance) bietet einen konzeptionellen Rahmen dafür [MIM11]. Darin umfasst Asset Health die Diagnostik.

MUMASY ist ein multimediales Maschineninformationssystem, das Daten direkt an der Maschine für Bediener, Instandhaltungs- und Servicepersonal aufbereitet. Vielfältige Informationen über eine Maschine werden erfasst und für die jeweils spezifische Auswertung zur Verfügung gestellt [MAU01]. STEMADI, ein Konzept zur steuerungs-basierten Maschinendiagnose wird in [OGL01] vorgestellt. Ein Schwerpunkt dabei ist die HMI-Gestaltung. Eine standardisierte Schnittstelle für den Datenaustausch in der Automatisierungstechnik ist OPC (OLE for Process Control) [HOL04]. Die Diagnostik muss sich in dieses Umfeld einfügen. Neben ihrem Kommunikationsprotokoll (z.B. OPC) muss auch ihr Datenmodell für Parameter, Grenzwerte, Fehlerart, Maßnahme usw. standardkonform sein. Standardisierte Datenmodelle und Kommunikationsstrukturen ermöglichen die gleichartige Behandlung unterschiedlicher Maschinen- bzw. Anlagenklassen und bieten die Grundlage der horizontalen und vertikalen Informationsintegration.

Bei mechatronischen Systemen ergänzen sich Informationsverarbeitung und Mechanik. Alle Systeme zusammen bilden die Gesamtfunktionalität der Produktionsanlage [BRA11]. Aus Sicht des Betreibers sollte die Diagnostik eine mitgelieferte Teilfunktionalität des Systems sein. Anwendungen der Diagnostik hat es bisher nur bei teuren Komponenten von Werkzeugmaschinen. z.B. bei Hauptspindeln gegeben. Wirtschaftliche Erwägungen haben eine Ausweitung auf Komponenten mit geringerem Schadensrisiko, dem Produkt von Schadenshöhe und Schadenshäufigkeit bisher verhindert. Die Kostendegression informationstechnischer Funktionen ermöglicht eine Neuanpassung des Diagnostikaufwands an den Risikobeitrag (und ggf. Gefährdungsbeitrag) der Maschine.

Eine optimal eingebettete Diagnostik nutzt daher ausschließlich die vorhandene Struktur des Systems. Die IT-Komponente verfügt bereits über Sensoren zur Steuerung, Regelung oder Überwachung der Funktion des Systems. Komplexe Systeme erfassen darüber hinaus Hilfsgrößen, die nicht ständig oder nur indirekt für die Regelung benötigt werden. Die Diagnose greift online und kontinuierlich auf die von der IT-Komponente verarbeiteten Daten zu.

Wichtiger Bestandteil automatisierter Fertigungsmaschinen sind Vorschubantriebe. Im Zusammenspiel mit dem Werkzeug erzeugen sie die Form des Werkstücks. Über NC-Daten werden die gewünschten Sollpositionen an die Steuerung und Antriebseinheiten als Führungsgrößen übergeben. Hierzu wird die Drehbewegung des Motors mit vorgegebener Dreh-

zahl über mechanische Übertragungsglieder, wie Kugelgewindetriebe, Vorschubgetriebe, Kraftübertragungskomponenten und Kupplungen in eine Lageänderung des gewählten Maschinenteils umgewandelt [BRE06]. Die Lage des Maschinentischs kann direkt über ein lineares Längenmesssystem oder indirekt aus der Winkellage des Motors und der Getriebeübersetzung ermittelt werden. Für die Lageregelung von Vorschubachsen mit Spindel-Mutter-Systemen hat sich der Einsatz der Kaskadenregelung durchgesetzt. Sie besteht aus einer Ineinanderschachtelung von Stromregelkreis, Drehzahlregelkreis und Lageregelkreis [ARN00].

Mechanische Übertragungselemente sind Elemente, die sich im Kraftfluss zwischen Motorwelle und Werkzeug bzw. Werkstück befinden [BRE06]. Insbesondere sei hier auf die Baugruppen Spindel-Mutter-System und die dazugehörige Spindellagerung, Führung und Kupplung verwiesen. Zu den wichtigsten mechanischen Übertragungselementen gehören vor allem Kugelgewindetriebe. Bei diesen Wälzkörpergewindetrieben laufen Kugeln als Wälzkörper endlos zwischen Mutter und Spindel um. Beide sind bezüglich ihrer Längsachsen drehbar gelagert. Durch einen Servomotor wird die Spindel angetrieben, während die Mutter in sie schraubend eingreift und sich dadurch linear verlagert.

2 Ausgangssituation und Erkenntnisstand

Eine umfassende Übersicht über die Veröffentlichungen der Prozess- und Maschinendiagnose der Jahre 1980 - 2010 gibt [TET10] (CIRP STC-C Keynote Paper). Allen zitierten Arbeiten gemeinsam ist, dass die Datenerfassung und -analyse im Zeit- bzw. Frequenzbereich erfolgen. Einzige Ausnahme ist der Artikel von *Verl et al.* [VER09]. Er befasst sich mit dem Verschleiß der Antriebsachse und greift auch Methoden aus [MAI09] zur Erfassung und Auswertung auf, die auf räumlichen Dimensionen beruhen.

Drei Möglichkeiten der Zustandsüberwachung, ausschließlich durch den Einsatz zusätzlicher Sensorik, zeigen *Schopp et al.* [SCH09, FLE07, FLE08, FLE08a, FLE08b, FLE08c, FLE08d, MUN08, MUN09, BAY09]. Hier werden für unterschiedliche Verschleißgrade spezifische Verfahren vorgestellt. Ergebnisse davon sind in das Patent von *Rossteuscher* [ROS08] eingeflossen. Auf die Problematik der positionsabhängigen Resonanz der ersten Biegeeigenfrequenz wird ausdrücklich hingewiesen. *Schopp* verwendet zur Messung Beschleunigungssensoren, platziert auf Gehäusebauteilen, und Luftschallmikrofone in der Nähe der KGT-Spindel. Seine Modellierungsgrundlage sind Mehrkörpersimulationen [FLE09]. *Wirth* beurteilt die Kosten für eine vollständige Maschinendiagnostik in [WIR98, WIR98a]. Er stellt fest, dass eine vollständige Diagnose sehr aufwändig ist. Wichtiger Kostenfaktor ist die Sensoranzahl. Die Arbeiten von *Weck, Klein, Plapper* und *Ispaylar* [WEC01, WEC00, KLE11, PLA99, PLA02, PLA04, ISP97] befassen sich mit Wälzschienenprofilführungen. *Klein* bezieht Kugelgewindetriebe in seine Betrachtungen mit ein. *Imiela* basiert seine Arbeiten auf ein Systemmodell, in das auch das Verhalten des Servomotors einfließt [TÖN00, IMI03, IMI06, DEN04, DEN04a, DEN05]. *Kaever* beleuchtet die Potentiale steuerungsintern verfügbarer Informationen und Signale („sensorlos“) sowie die zusätzlicher externer Sensorik [KAE97, KAE99, KAE04, WEC98, WEC98a] mit Fokus auf der Prozessüberwachung. Die Signalaufbereitung wird ebenso wie die Systemstruktur und die Integration untersucht.

Frey untersucht das Betriebsverhalten von Kugelgewindetrrieben [FRE10, VER10, PRI10] und zeigt Zusammenhänge mit deren Fertigungsgenauigkeit auf. Weitere Arbeiten, die sich mit dem Betriebsverhalten von Kugelgewindetrrieben befassen sind [OKW09, OKW09a, KAM10, ZAE04, ZAE07, ZAE04a]. Gemeinsamkeit dieser Arbeiten ist, dass die Modellierungen den unbewegten Kugelgewindetrieb beschreiben. Diesen Aspekt berücksichtigt *Walther* [WAL09, WAL11, DIE05] durch die Verschleißbeurteilung anhand der Kenngröße

Schwingungsenergie, die aus der Vorschubgeschwindigkeit während der Konstantfahrt gewonnen wird. Weiterhin weist er auf den Umstand der verschleiß- und positionsabhängigen Interferenz und Resonanzüberhöhungen bei rein schwingungsbasierten Ansätzen hin.

Ein wesentlicher Aspekt des Condition Monitoring ist die Signalanalyse. Eine gute Übersicht darüber und über Modellierung für die Diagnose gibt *Isermann* [ISE06]. Betrachtungsgegenstand ist hier das Kraftfahrzeug. In früheren Arbeiten wurden die Methoden auf Werkzeugmaschinen angewandt [REI92, WAN92, ISE91, ISE91a, ISE91b, ISE91c, ISE90].

Eine umfassende Abbildung komplexer Systeme zur Beurteilung ihrer Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit, Kosten usw. liefern Modellierungen in Form von stochastischen Netzen z.B. in Form von Petri Netzen. Eine erweiterte Form, die Extended Colored Stochastic Petri Nets (ECSPN) nutzen *Bertsche et al.* [BUC11, NEB09, NEB09a, TRO05].

Für die Beurteilung des Zustands rotierender Maschinen sind in Form der Normenreihen DIN ISO 7919 [DIN7919] und DIN ISO 10816 [DIN10816] allgemeine Anleitungen für die Messung und Bewertung von Maschinenschwingungen gegeben. Insbesondere für die Bewertung von Schwingungen gibt es für Vorschubantriebe kein vergleichbares Regelwerk. Vielmehr wird für die Beurteilung von numerisch gesteuerten Vorschubantrieben die Positionsgenauigkeit heran gezogen. Sie liefert direkte Vergleichswerte zur Beurteilung des Zustands der Achse [VDI3441, DIN230] insbesondere bei der Maschinenabnahme.

2.1 Zustandsdiagnostik

Die Aufgaben der Diagnostik sind nach [FEI94] die Erhöhung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit, die Bestimmung des Instandsetzungszeitpunktes in Abhängigkeit von der Abnutzung und die Verminderung von Folgeschäden. Ziele der langfristigen Planung sind nach *Westphal* [WES89] Instandhaltungskosten zu senken, Stillstandszeiten und Wartezeiten (für Ersatzteile, Instandsetzungspersonal, usw.) zu verringern, Frühschäden und Folgeschäden zu vermeiden, den Abnutzungsvorrat optimal ausnutzen, das heißt Bauteile nicht zu früh wechseln sowie die Systemzuverlässigkeit zu erhöhen.

Moderne Diagnoseverfahren zeichnen sich nach *Sturm* [STU86, NN79] dadurch aus, dass die Diagnose ohne Demontage der Anlage und während des Betriebs erfolgt. Von der Anlagenüberwachung und der Instandhaltung werden hohe Sicherheit und Verfügbarkeit, die Abnutzungsreserven voll auszunutzen, Instandhaltungszyklen hinauszuzögern und Folgeschäden

einzu­schränken gefordert. Um diese Forderungen erfüllen zu können, ist Condition Monitoring (CM) bzw. Condition Based Maintenance (CBM) erforderlich:

- Schädigungszustände werden mit der technischen Diagnostik ohne Demontage oder Anlagenstillstand erfasst.
- Diagnosegeräte müssen einfach handhabbar sein.
- Einfache Entscheidungskriterien, auch unabhängig davon, ob die Analyse selbst möglicherweise mit komplexen (für das Bedienpersonal nicht verständlichen) Methoden erfolgt (Ampel-System)
- Der Aufwand für die Diagnostik und alle Maßnahmen muss dem Risikobeitrag und dem Verfügbarkeitsgewinn angemessen sein.

Ein Überwachungssystem sollte sich daher vorrangig auf die Überwachung häufig ausfallender Komponenten, deren Ausfall lange Stillstandszeiten nach sich zieht und deren Ausfall hohe Kosten und Folgekosten verursacht sowie auf Systeme, aus deren Störung eine Gefährdung von Mensch und Umwelt folgt, konzentrieren. Die zu überwachenden Systembestandteile sind demnach wichtige und häufig vorkommende Bauteile, Bauteile mit hohem Einfluss auf die Verfügbarkeit und solche, die nicht redundant vorhanden oder nicht redundant realisierbar sind sowie stark beanspruchte Bauteile. Solche Bestandteile von Werkzeugmaschinen sind z.B. Vorschubantriebe. Sie haben einen Anteil von 38% an den gesamten Ausfallursachen von Werkzeugmaschinen (Bild 2.1) [FLE08].

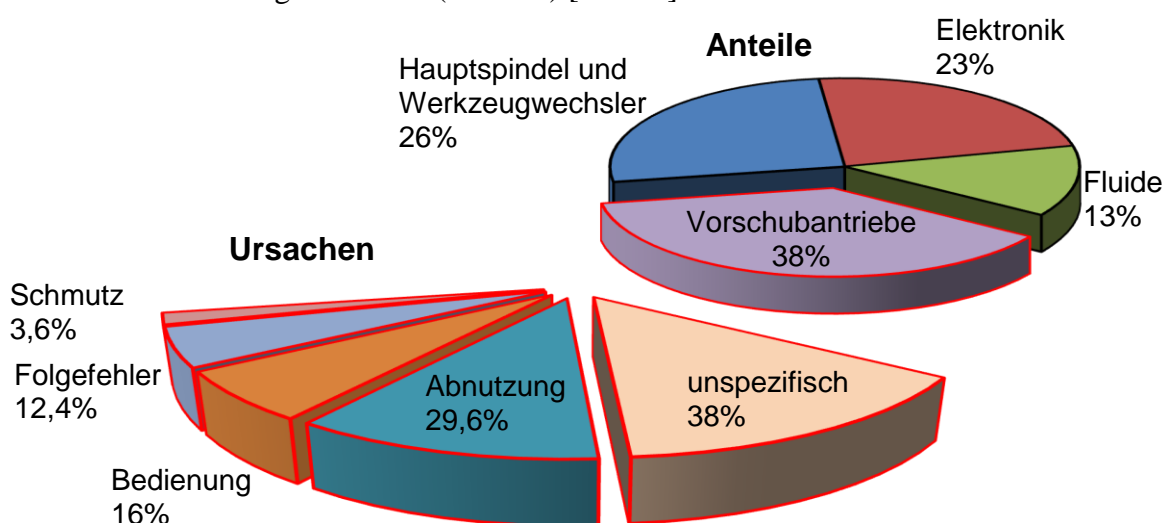


Bild 2.1: Gesamtfehleranteil und Ausfallursachen bei Vorschubantrieben [FLE08]

Bei einer Werkzeugmaschine sind bewegte Teile, Teile die Reibung unterliegen sowie solche in tribologischen Systemen (Gleit- und Wälzlager, Getriebe, Zahnräder, Zahnriemen sowie Dichtungen) relevant. Als entsprechende Diagnosemethoden sind die Getriebeüberwachung mittels Cepstrumanalyse [MEH87, MEH93], die Verzahnungsanalyse mittels Hüllkurvenanalyse [GER99, GER99a] und die Beschreibung von Verfahren für Zahnräder (Zahneingriffsschwingungen, Erscheinungsbild von Verzahnungsfehlern, Geisterkomponenten, Modulationsschwingungen, Seitenbandanalyse, usw.) [KOL00] anzuführen.

2.2 Maschinendiagnose und -überwachung

Die Diagnose unterscheidet sich von der Überwachung darin, dass sie die Wirkungskette Ursache - Fehler - Fehlerfolge betrachtet, wohingegen die Überwachung sich mit der Einhaltung und der Überwachung von Grenzwerten befasst. Die Diagnose kann in Anlehnung an die Begriffe der Medizin auf zwei Arten erfolgen: Die positive Diagnose beschreibt den Verschleißzustand eindeutig hinsichtlich betroffenes Bauteil, Ursache, Folge und Schadensart. Sie lässt sich vor allem dann anwenden, wenn in den erfassten Signalen und Daten entsprechende Moden eindeutig zu identifizieren sind. Andernfalls muss eine Differentialdiagnose die Gesamtheit aller möglichen Diagnosen eingrenzen. Die Ausschlussdiagnose schließt alle intakten Bauteile nacheinander aus, bis das abgenutzte Bauteil gefunden ist. Das Ziel des Condition Monitoring ist erreicht, wenn die erfassten Daten eine Planungsgrundlage für das QM bzw. das CAQ bilden. Daher muss sich die Diagnosetiefe d.h. ihre Detaillierung an die Vorgaben des QM anpassen.

Insbesondere im frühen Stadium der Abnutzung liegt kein gutes Signal-Rausch-Verhältnis vor, da Verschleißmoden noch gering ausgeprägt sind. Ist außerdem das Betriebsverhalten nicht hinreichend beschreibbar oder einer Messmethode z.B. aufgrund von Unwirtschaftlichkeit nicht zugänglich, wird das Stellen einer positiven Diagnose schwierig. In dieser Arbeit wird angestrebt, ausschließlich die in der Maschine vorhandenen Sensoren zu nutzen. In solch einem Fall erfasst ein einzelner Sensor die Moden aller Bauteile mit nur einer physikalischen Messgröße (Neben- und Übersprechen). Es liegt ein Summensignal vor, das unterschiedliche Moden verschiedener Ausprägung enthält, die ggf. interferieren. Eine Trennung ist vergleichsweise schwierig.

2.3 Messdatenanalyse

Die Diagnostik technischer Systeme besteht kurz gesagt darin, aus den zur Verfügung stehenden Daten diejenigen zu separieren und zu bewerten, die für das Diagnoseziel relevant sind. In modernen Werkzeugmaschinen werden die tribologisch beanspruchten Bauteile Führungen, Lager und Vorschubspindel wälzend ausgeführt. Die Wälzlagerdiagnose analysiert den zeitlichen Verlauf von Messdaten, in fast allen Fällen den von Schwingungen, die mit einer spezifischen Methode erfasst worden sind. Die Datenerfassung erfolgt meist unter stationären Zuständen, um die Signalaufbereitung durch lineare Transformationen zu ermöglichen. Auf Zeitbasis erfasste Messwerte bieten dies nur dann, wenn das beobachtete System in einem stationären Zustand ist.

In jüngerer Zeit sind vermehrt Methoden zu finden, die sich mit der Problematik von Messungen unter realen Betriebsbedingungen befassen. In vielen Fällen kann eine Messung unter instationären Bedingungen jedoch nicht umgangen werden. Heuristisch ist sie sogar sinnvoll, da Transienten wesentlich empfindlicher auf Parameteränderungen reagieren. Die Signalverarbeitung zielt in den meisten dieser Fälle darauf ab, die als Störung empfundene Instationarität zu linearisieren. Transiente Vorgänge werden dabei z.B. mit der zeitlich erhöhten spektralen Auflösung (Short-Time-Fast-Fourier-Transformation STFFT) behandelt. Bei genauer Betrachtung handelt es sich um eine infinitesimal mathematisch nicht mögliche Erzwingung von Linearität. Während die STFFT vor allem schnelle Änderungen adressiert, haben jüngste Entwicklungen auf dem Sektor des Energiewesens den Bedarf für die Behandlung langsamer Schwankungen aufgezeigt. Ein stationärer Betriebszustand kann bei Windenergieanlagen nicht hergestellt werden. Die Schwankung der Drehzahl erfolgt innerhalb einer Rotumdrehung. Zur Analyse intraperiodischer, meist selbst aperiodischer Schwankungen werden jüngst nichtlineare, empirische Transformationen wie die Hilbert-Huang-Transformation herangezogen. Weiterhin findet die Hilbert-Huang-Transformation ihre Anwendung bei der Analyse niederfrequenter Schwingungssignale (LFO-Signale) [YAN10]. Ansätze zur Nutzung der Hilbert-Huang-Transformation zur Zustandserkennung liefern auch [SHI11, JUN10].

Bei der Signalanalyse lassen sich die vorhandenen Verfahren in die beiden Klassen Signalkenngrößen und Signalkennfunktionen einteilen [STU86] (Bild 2.2).

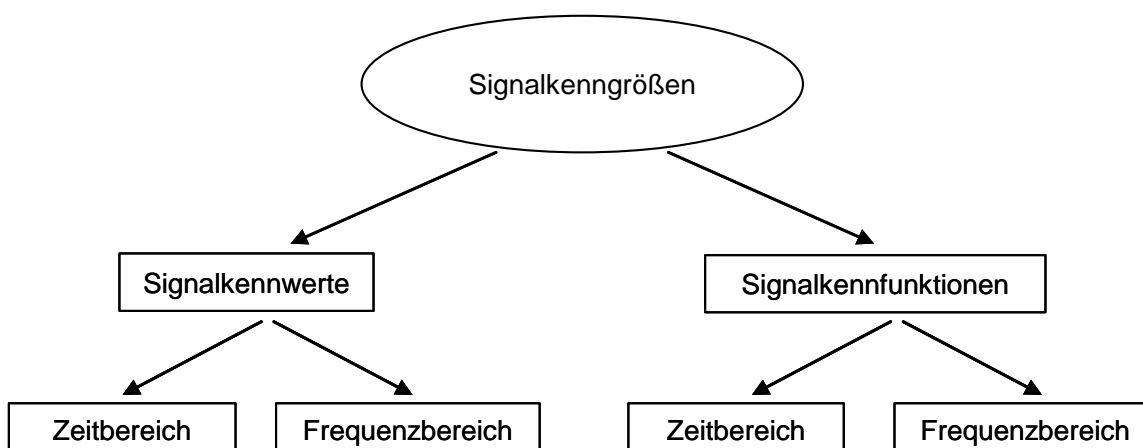


Bild 2.2: Einteilung der Kenngrößen nach [STU86]

Skalare Signalkenngrößen sind nicht oder nur bedingt geeignet, eine vollständige Information über wesentliche Signaleigenschaften zu liefern [MEH93]. Als Funktionen kommen Zeitsignale oder deren Transformierte in den Frequenzbereich in Frage. Die Kennfunktionen werden weiter anhand ihrer Zielsetzung eingeteilt (Bild 2.3).

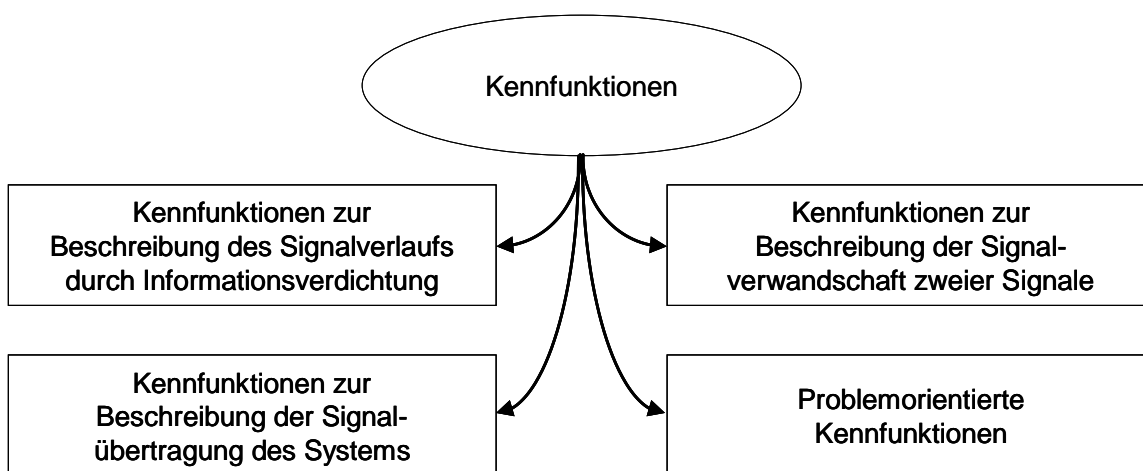


Bild 2.3: Einteilung der Kennfunktionen anhand ihrer Zielsetzung [STU86]

Die aufgenommenen Signalkenngrößen und -funktionen werden durch unterschiedliche Belastungsquellen beeinflusst; sowohl durch die gesuchten Schadensstellen als auch durch normale – als unkritisch anzusehende - Betriebsvorgänge. So sind beispielsweise im Signal eines Körperschall- oder Beschleunigungssensors unterschiedlichste Schwingungsanteile der Komponenten enthalten [STU86]:

- Schwingungen der anregenden Aggregate,
- anregende Stöße aus der Relativbewegung der Maschinenkomponenten,

- anregende Stöße durch Schädigungen, die Stöße verursachen,
- Eigenschwingungen von Bauteilen und Maschinenkomponenten,
- Schwingungen von Komponenten des Signalübertragungsweges.

Eine Überwachung eines Grenzwerts ermöglicht keine Lokalisierung, quantitative Beurteilung oder Fehlerfrüherkennung [STU86, MEL99, KOL00]. Stattdessen ist die Signalkenngröße in regelmäßigen Abständen kontinuierlich zu ermitteln, da erst aus dem zeitlichen Verlauf eine Aussage zu treffen ist. Ziel der Trendanalyse ist es, aus dem bisherigen zeitlichen Verlauf die Restlaufzeit (Restbetriebsdauerprognose) zu prognostizieren. Manche Fehler haben charakteristische zeitliche Verläufe - so wird bei einem plötzlichen Materialausbruch der zeitliche Signalverlauf einen Sprung aufweisen.

Schäden spiegeln sich oft in charakteristischen Frequenzen im Spektrum wieder, deren Ausprägung sich mit dem Fortschritt des Schadens verändern kann. Treten mehrere Schäden auf oder verursacht ein Schaden einen Folgeschaden, überlagern sich diese Schädigungen. Die daraus resultierenden Diagnosemerkmale können sich dann linear und nichtlinear überlagern. Nach [STU86] erfolgt an Wälzlager meist eine lineare Überlagerung, was die Identifikation, Separation und Lokalisierung der Einzeleffekte gestattet. Tabelle 2-1 stellt die einzelnen Schadenstypen eines Lagers bezüglich ihres Verhaltens bei Überlagerung der Schadensart einander gegenüber.

Überlagerung		Lagerschäden					
		Wellendeformation	Abnutzung	Ermüdung	Korrosion	Überlast	Käfigdeformation
Rotorunwucht		L	L	L	L	L	L
Wellendeformation		N	L	L	L	L	L
Lagerschäden	Abnutzung		L	L	L	N	
	Ermüdung			N	N	L	
	Korrosion				N	L	
	Überlast					L	

Tabelle 2-1: Verhalten von Diagnoseparametern der Einzelschädigungen bei Überlagerung (L: linear, N: nichtlinear) nach [STU86]

Regellose Schädigungen führen zu stochastischen Signalen. Einzelne, isolierte Frequenzlinien treten nicht mehr auf; eine Schmalbandanalyse ist nicht mehr sinnvoll [ZIN83]. Tabelle 2-2 und Tabelle 2-3 fassen bekannte Analyseverfahren vergleichend zusammen.

Eignung des Analyseverfahrens		Bearbeitungsprozesse					Komponenten	
		Drehen	Drehen unterbrochen	Fräsen	Wälzfräsen	Wälzstoßen	Getriebe	Lager
Analyseverfahren	Filterung	●	●	●	⊙	●	●	●
	Leistungsbestimmung	●	●	●	⊙	●	●	●
	Demodulation	○	⊙	⊙	⊙	○	⊙	⊙
	Statistische Analyse	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙	⊙
	Korrelation	⊙	○	○	○	○	○	⊙
	Frequenzanalyse	●	●	⊙	⊙	⊙	●	●
	Cepstrumanalyse	○	⊙	⊙	⊙	⊙	●	●

●: gut geeignet ⊙: geeignet ○: ungeeignet

Tabelle 2-2: Einsatzmöglichkeiten verschiedener Analyseverfahren bei der Maschinen- und Prozessüberwachung (nach [STU86, MEH93])

Westphal gibt in [WES89] eine Übersicht über die Auswahl von Analyseverfahren (Tabelle 2-3). Ziel ist hier nicht das messtechnische Maximum, sondern ein optimales Kosten-Nutzen-Verhältnis.

Zielkonzept	Preiswerte diskontinuierliche Trendermittlung mit Gut/Schlecht-Entscheid				
	Lagerzustandsanalyse in besonderen Betriebszuständen				
	Diskontinuierliche Lagerzustandsabschätzung				
	Umfassende Beschreibung, Restlebensdauer				
Verfahren					
Temperaturmessung					
	Absolute Lagertemperaturüberwachung	N	W	N	W
	Temperaturänderung	W	W	W	M
Schwingbeschleunigung					
	Effektiv- und Spitzenwertbeurteilung (10 - 2500 HZ)	W	W	W	W
	Effektiv- und Spitzenwertbeurteilung (2,5 - 50 kHz)	M	W	W	M
	$K(t)$ -Verfahren	W	W	M	W
	Frequenzanalyse	M	W	W	M
	Kurtosisverfahren	W	W	N	W
	Hystereseanalyse	W	W	W	W
Schallemissionsmessung					
	DC-Spitzenwert	N	N	N	N
	Effektiv- und Spitzenwertberechnung (50 - 300 kHz)	W	W	W	M
	$K(t)$ -Verfahren	N	W	M	M
	Kurtosisverfahren	W	W	N	M
	Hystereseanalyse	W	W	W	M
Schwingbeschleunigungsmessung mit Resonanzaufnehmern					
	Stoßimpulsmessung	N	N	N	N
	BCU-Messung	W	W	W	W
	Spike-Energy-Messung	W	W	W	W
	Käfigdrehzahlmessung	W	M	M	M
Dehnungsmessungen					
	Beanspruchungsanalyse	M	M	M	M
	PDM-Verfahren	M	M	M	M
Verschleißmessungen					
	Verschleißrate	W	M	M	M
	geometrische Abweichungen	M	M	M	M
	Sichtprüfung	M	W	W	W

N: notwendig

W: wünschenswert

M: möglich

Tabelle 2-3 : Zielorientierte Auswahl von Überwachungsverfahren nach [WES89]

Es gibt eine Vielzahl von Analyseverfahren. Gute Zusammenfassungen dieser Verfahren in der Literatur sind u. A. in [STU86, MEH87, MEH92, MEH93, KOL80] zu finden. Die physikalischen Vorgänge während des Betriebs, aus denen eine Schädigung abzuleiten ist, können nach *Sturm* durch Messung einer Reihe von Indikatoren, „*schädigungsrelevante Diagnosemessgrößen*“ genannt, untersucht werden [STU86]:

- geometrische Abmessung und deren Änderungen
- Menge und Art des Materialabtrags
- Kenngrößen der Schwingungsmessung
- Kenngrößen von Schallemissionen
- Temperatur von Bauteilen oder des Schmiermittels

Wegen der Bedeutung für die vorliegende Arbeit werden nachfolgend zwei spezifische Algorithmen zur strategischen Analyse kurz vorgestellt.

2.3.1 WARP-Algorithmus

Nahrath, Bauer und *Seeliger* geben ein Verfahren an, wie Drehzahlschwankungen rechnerisch kompensiert werden können [NAH99]. Bei Drehzahlschwankungen verschwimmen die drehzahlabhängigen Amplituden, sodass eine FFT nicht mehr möglich bzw. sinnvoll ist. Die FFT eines Signals zur Analyse desselben setzt ein periodisches Signal voraus und damit zum Beispiel auch eine konstante Drehzahl. Für nicht konstante Drehzahlen können die gewünschten Analysen dennoch mit Hilfe des *WARP-Algorithmus* durchgeführt werden. Eine konstante Drehzahl ist oftmals schwierig einzuhalten, insbesondere wenn die Signalaufnahme eine lange Messzeit erfordert. Die Wälzlager- und Getriebediagnose beruht auf der Erkennung bauteilspezifischer Frequenzen (Charakteristische Frequenzen, siehe Kapitel 6.2), die linear von der Drehzahl abhängen. Die Analyse mittels FFT oder dem Hüllkurvenverfahren erfordert daher neben der Konstanz der Drehzahl die Kenntnis dieser Drehzahl. Schwankende Drehzahlen führen zur Frequenzmodulation und damit zu Seitenbändern im Frequenzspektrum; die Periodizität geht verloren. Tieffrequente Ereignisse sind hiervon besonders betroffen, da für solche Signale eine hohe Auflösung und damit eine lange Messzeit erforderlich sind.

Lange Messzeiten erfordern eine ebenso lange Konstanz der Drehzahl, ansonsten sind Verfahren wie die Kurzzeit Fourier Transformation (STFFT) oder die Wavelettransformation erforderlich. Bei sich ändernder Drehzahl ändert sich ebenfalls die - ansonsten konstante - zeitliche

Abfolge der Stoßimpulse, die zum Beispiel durch das Überrollen einer Störstelle erzeugt werden (und damit die zugehörige charakteristische Frequenz). Damit ist keine Aussage bzw. eine Detektion des Schadens mehr möglich. Der *WARP-Algorithmus* setzt voraus, dass die Winkelgeschwindigkeit $\omega(t)$ bzw. die Wellendrehzahl $n(t)$ für alle Zeiten bekannt sind. Zur Prüfung auf charakteristische Frequenzen wird die Fouriertransformation angewendet, die jedoch äquidistante Stützstellen erfordert. Die hierfür zu berechnenden neuen Stützstellen sind durch Interpolation zu bestimmen, beispielsweise - wie in [NAH99] vorgeschlagen - durch kubische Splines. Als Ergebnis liegt ein Signal vor, bei dem sowohl die Abstände der Stützstellen Δt als auch die Zunahme des Drehwinkels $\Delta\Phi$ konstant sind. Der *WARP-Algorithmus* eignet sich so zur Überwachung von Maschinen und Anlagen bei nicht konstantem Betrieb. Das Verfahren ermöglicht jedoch nur den Vergleich von Messungen, die unter gleichen Drehzahlbedingungen aufgenommen wurden. Details hierzu und weitere mögliche Problem- und Fehlerquellen sind in [NAH99] zu finden.

2.3.2 Hüllkurvenanalyse und Hilbert Huang Transformation

Ein klassischer Anwendungsfall der Demodulation ist die Wälzlageranalyse [PAL64]. Hierbei werden Schwingungssignale aufgenommen, die als amplitudenmoduliertes Summensignal aus höherfrequenten Eigenfrequenzen und niederfrequenten Anregungsfrequenzen vorliegen. Im Signal sind jedoch nur die Eigenfrequenzen zu erkennen. Die relevanten Signalanteile sind die Einhüllende des Signals. Um die Einhüllende zu separieren wird eine Hüllkurvenanalyse oder eine Hilberttransformation vorgenommen. Zeigt eine Schädigung im Anfangsstadium nur geringe Auswirkungen im Spektrum, so wird sie möglicherweise übersehen, da sie im allgemeinen Rauschen untergeht [GER99]. Darüber hinaus wäre es wünschenswert, bei vorgegebener Drehzahl lediglich eine einzelne relevante Frequenz überwachen zu müssen. Ein Weg, dies zu erreichen, ist die Amplitudendemodulation [KOL00, GER99, GER99a, DAH99, GER95, WEH99, KÖN93]. Allgemein gilt für die Amplitudenmodulation eines Sinusträgers:

$$u_T(t) = \hat{U}_T \cdot \sin(\Omega t) \quad (2.1)$$

Die Amplitudenmodulation ist:

$$\begin{aligned} u_M(t) &= (\hat{U}_T + \Delta\hat{U}_s(t)) \cdot \sin(\Omega t) \\ u_M(t) &= \hat{U}_T \cdot (1 + m \cdot s(t)) \cdot \sin(\Omega t) \end{aligned} \quad (2.2)$$

Damit ein modulierte Signal mit einem Hüllkurvendetektor demodulierbar ist, muss $m \leq 1$ gelten [WEH99]. Eine Hüllkurvenanalyse entspricht einer Amplitudendemodulation und ist nur sinnvoll, wenn das zu analysierende Signal auch wirklich amplitudenmoduliert ist. Die Systemantwort auf kontinuierliche Anregung mit Deltaimpulsen ist:

$$y(t) = T \sum_{-\infty}^{\infty} h(t - kT) e^{-a(t-kT)} \sin \omega_0(t - kT) \quad (2.3)$$

Gleichung (2.3) weist gewisse Ähnlichkeit mit einer Amplitudenmodulation auf, wobei der Term der Modulation $h(t-kT)e^{-a(t-kT)}$ und der Term $\sin \omega_0(t-kT)$ der Trägerfrequenz, also der ungedämpften Schwingung des Lagers entspräche. Allerdings enthält der Sinus-Term einen Anteil $-kT$, sodass die Modulation nicht unabhängig von der Trägerfrequenz ist. Für eine mathematisch korrekte Amplitudenmodulation müsste Gleichung (2.3) von folgender Form sein:

$$y(t) = T \left(\sum_{-\infty}^{\infty} h(t - kT) \cdot e^{-a(t-kT)} \right) \sin \omega_0 t \quad (2.4)$$

Wie Geropp zeigt, unterscheiden sich Gleichung (2.3) und Gleichung (2.4) bei großen Abklingkonstanten nur in der Phase bzw. sind für bestimmte Randbedingungen sogar identisch [GER95].

Die Hilbert-Huang-Transformation wurde erstmals in [HUA98] ausführlicher vorgestellt. Ihr Anwendungsfall ist die Analyse von nichtlinearen, instationären Systemen. Diese Systeme unterscheiden sich von deterministischen Systemen in ihrer chaotischen Systemantwort und darin, dass meist nur die Antwort des Systems zugänglich ist (sog. Answer Only Systems). Im Gegensatz zur Fouriertransformation handelt es sich hier nicht um eine mathematische Integraltransformation, sondern um einen empirischen Algorithmus, der auf der Identifikation der Anzahl von Nulldurchgängen des Signals bzw. seiner Zerlegungen (EMD Empirical Mode Decomposition) beruht. Bei der HHT wird das Signal in sogenannte intrinsische Moden Funktionen (IMF Intrinsic Mode Functions) zerlegt. Diese bestehen ausschließlich aus Bestandteilen, die tatsächlich im Signal vorhanden (intrinsisch) sind. Die Signalanteile repräsentieren die wenigen Schwankungen des Signals, während Integraltransformationen kontinuierlich (Fourierintegral) oder nach einer großen Anzahl (Fourierreihentransformation) von Harmonischen „suchen“. Dies zeigt Gleichung (2.5),

$$x(t) = \sum_{i=1}^n a_i e^{j i \omega_i t} \quad \text{mit} \quad a_i = \frac{1}{T} \int_T x(t) e^{-j i \omega_i t} \quad (2.5)$$

bei der zur vollständigen Beschreibung des Signals alle Faktoren berechnet werden müssen: $n \rightarrow \infty$ bzw. Gleichung (2.3) mit den Integralgrenzen $[-\infty, \infty]$. Kurz: Die Integraltransformation liefert harmonische Schwingungsmoden, die EMD liefert wenige intrinsische Schwingungsmoden.

Die isolierten IMF können im nächsten Schritt dann einfacher einer aussagefähigen Hilbert-Transformation unterzogen werden. Eine IMF muss folgende Bedingungen erfüllen:

1. Zur Untersuchung eignen sich Signale, deren Anzahl von Nulldurchgängen und Maxima gleich ist oder sich um mindestens eins unterscheiden.
2. Der Mittelwert der Hüllkurven über Maxima und über Minima ist null.

Der Vorgang der Isolation der IMF wird „*sifting*“ genannt. Der Algorithmus besteht aus den Schritten:

1. Identifikation der lokalen Extrema der Messdaten
2. Verbinden der lokalen Maxima mit kubischen Splines als obere Einhüllende
3. Entsprechendes Vorgehen für die lokalen Minima als untere Einhüllende

Im nächsten Schritt wird der Mittelwert m_l aus den Einhüllenden gebildet und von den Messdaten $x(t)$ abgezogen, woraus sich die Komponente (Proto-IMF) h_l ergibt:

$$h_l = x(t) - m_l \quad (2.6)$$

Die Resultierende h_l ist nun symmetrisch, so dass alle ihre Minima negativ und alle ihre Maxima positiv sind. h_l wird nun rekursiv weiter zerlegt, indem auf h_l wiederholend gesiftet wird:

$$h_{l1} = h_l - m_{l1} \quad (2.7)$$

Nach k Durchgängen wird h_l zur IMF c_l :

$$c_l = h_{lk} = h_{l(k-1)} - m_{lk} \quad (2.8)$$

Für die Rekursion gibt es zwei Abbruchkriterien. Das erste Abbruchkriterium wurde von *Huang et. al.* 98 [HUA98] vorgeschlagen und ähnelt dem Cauchy-Konvergenzkriterium:

$$SD_k = \frac{\sum_{t=0}^T |h_{1(k-1)}(t) - h_k(t)|^2}{\sum_{t=0}^T h_{1(k-1)}(t)^2} \quad (2.9)$$

Die Sifting-Rekursionen enden, wenn SD_k einen vorgegebenen Wert erreicht hat.

Das zweite Abbruchkriterium basiert auf der Anzahl S aufeinander folgender Siftings (S -number). Der Sifting-Prozess kommt zum Stehen, wenn für S aufeinanderfolgende Siftings die Anzahl der Nulldurchgänge und Extrema gleich bleibt bzw. sie gleich sind oder sich mindestens um eins unterscheiden.

Mit einem ausgewählten Abbruchkriterium erhält man c_1 als erste IMF. c_1 enthält die am feinsten aufgelösten Anteile des Signals $x(t)$ mit den kürzesten Schwankungsdauern. Als nächstes wird c_1 vom Signal $x(t)$ subtrahiert, was das Residuum r_1 ergibt:

$$r_1 = x(t) - c_1 \quad (2.10)$$

r_1 enthält nun alle restlichen Signalanteile von $x(t)$ mit längeren Schwankungsdauern als c_1 . r_1 wird nun wie das ursprüngliche Signal dem Sifting unterzogen, woraus schließlich alle IMF c_i resultieren:

$$r_n = r_{n-1} - c_n \quad (2.11)$$

Der gesamte Algorithmus stoppt, wenn das Residuum r_n eine monotone Funktion ist (keine lokalen Extrema mehr enthält). Das Messsignal $x(t)$ ist in seine IMF c_i und das Residuum r_n zerlegt:

$$x(t) = \sum_{i=1}^n c_i + r_n \quad (2.12)$$

Ursprünglich werden die IMF c_i jeweils mit einer Hilbert-Transformation weiter analysiert.

Die Zustandserfassung von Kugelgewindetrieben unter Anwendung der HHT wird in [JUN10] behandelt. Als Abnutzungskriterium wird der Vorspannungsverlust in der Kugelmutter betrachtet. Die analysierten Signale sind Vibrationssignale. Für experimentelle Untersuchungen wurde keine Abnutzung, sondern voreingestellte Vorspannungen verwendet. Eine weitere Untersuchung, bei der der Rotationsencoder des Maschinentisches als Vibrationssensor interpretiert wird, ist [YUQ11]. Untersuchungsgegenstand ist das Getriebe eines Rundtisches.

Hierbei wird das auf Zeitbasis aufgenommene Signal mit der EMD und FFT zerlegt und transformiert. Analysiert wird schließlich das Leistungsspektrum des Rotationssignals.

Peng et al. [PEN05] vergleichen die Hilbert-Huang-Transformation und die Wavelettransformation bei der Diagnose von Wälzlagerschäden. Zur Verbesserung der HHT wird vorgeschlagen, die Signale mit einer vorgeschalteten Wavelet-Filterung zu behandeln. *Rai* zeigt die Möglichkeiten der FFT, nachdem vibroakustische Signale defekter Wälzlager durch EMD zerlegt worden sind [RAI07]. *Liu et al.* vergleichen die Leistungsfähigkeit der HHT und der kontinuierlichen Wavelettransformation bei der Untersuchung von Automobilgetrieben mit defekter Verzahnung [LIU06]. Den Schwerpunkt auf unterschiedliche Signalanalyseverfahren legen *Cao et al.* [CAO09]. Das mit einem Laserinterferometer aufgenommene Positionssignal wird durch FIR-Filterung (nach *Savitzky* und *Golay* [BRO07]) und HHT untersucht.

Um sich dem Risiko- und Gefährdungsbeitrag der Anlage anzupassen, sind Messmethoden so zu gestalten, dass deren Ergebnisse möglichst unabhängig von der Strategie verwendbar sind. Eine Zustandsabhängige Wartung ist nur dann effektiv, wenn sich die zukünftige Entwicklung einer Kenngröße abschätzen, d.h. extrapolieren lässt. Hier muss der vergangene Verlauf genau bekannt sein. Das messtechnische Dilemma liegt real darin, dass der mathematische Idealfall nicht auftreten wird. Je „nichtlinearer“ bzw. „chaotischer“ der Verlauf einer Kenngröße ist, desto mehr Messpunkte werden benötigt, um den künftigen Verlauf abzuschätzen. Der Kostendruck zwingt, die optimale Messhäufigkeit, mit der meist Unterbrechungen des Regelbetriebs der Anlage verbunden sind, zu finden. Die Kalkulation der Stillstandszeiten, d.h. Eintreten und Dauer ist wesentlich für die zustandsorientierte Instandhaltungsstrategie.

2.4 Der Kugelgewindetrieb im Vorschubantrieb

Vorschubantriebe sind die wichtigste Komponente, die die Genauigkeit und Produktivität beeinflussen. Neue Fertigungstechnologien stellen höhere Anforderungen an den Vorschubantrieb. Schnellere Verfahrgeschwindigkeiten stehen in gleichem Maße im Vordergrund wie höchste Steifigkeit und absoluter Gleichlauf beim Bearbeiten von Präzisionsteilen. Darüber hinaus werden verstärkt auch preisgünstigere Varianten für Positionieraufgaben gefordert [BRE06]. Vorschubspindeln sind heute fast ausschließlich als Kugelgewindespindel ausgeführt, die entweder über ein vorgelagertes Getriebe oder direkt von einem Vorschubmotor angetrieben werden. Neue Möglichkeiten zur Überwindung der technischen Einschränkungen

des Kugelgewindetriebs wurden in den letzten Jahren mit dem Linearantrieb eröffnet. Diesen generellen Vorzügen stehen eine im Vergleich zum Kugelgewindtrieb geringe dynamische Steifigkeit, eine große thermische Beeinflussung der Maschinenstruktur, die Empfindlichkeit bei Lastparameterschwankungen und besonders die deutlich höheren Systemkosten gegenüber [WEU97]. Das lässt den Linearantrieb nicht für alle Anwendungen als ideale Lösung erscheinen [HOP94, PRI95].

Der Kugelgewindtrieb besteht, wie in der Bild 2.4 zu sehen ist, aus der Gewindespindel, mit entsprechenden Lagersitzen und Gestaltung an den Enden zum Anbringen der Kupplung.

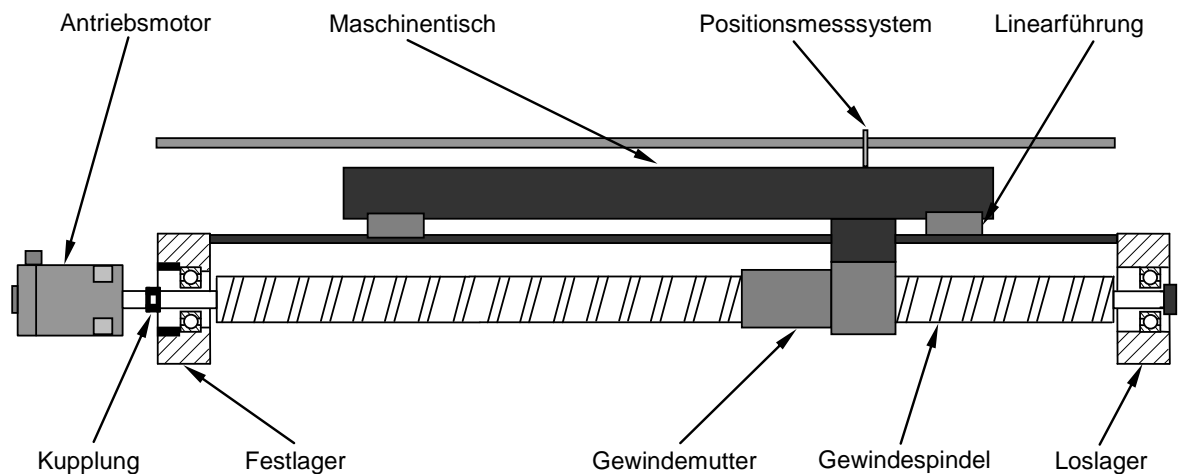


Bild 2.4: Schematischer Aufbau einer Vorschubachse mit Kugelgewindtrieb

Das Gewindemuttersystem wird entweder als Einzel- oder Doppelmutter ausgeführt. Die zwischen Spindel und Mutter laufenden Wälzkörper dienen zur Transformation der rotatorischen in die translatorische Bewegung. Die Vorteile sind geringe Reibung bei der Kraftübertragung, Spielfreiheit durch Vorspannen, hohe übertragbare Kräfte, die Möglichkeit der Wirkrichtungsumkehr sowie die hohe Genauigkeit.

Die gleichzeitige Steigerung von Bearbeitungsgeschwindigkeit und Bearbeitungsqualität stellt hohe Ansprüche an das dynamische und thermische Verhalten der Vorschubsysteme moderner Maschinen. Die großen Fortschritte sowohl im Bereich der Maschinensteuerungen und der Leistungselektronik als auch in der Entwicklung dynamischer Antriebsmotoren unterstützen diesen Trend nachhaltig [SCH95]. Dagegen sind die mechanischen Komponenten im Antriebsstrang oftmals das schwächste Glied bei der Steigerung der Dynamik und der Eilganggeschwindigkeit [WEU97]. Die wesentlichen Merkmale des Gewindeteils der Spindel sind

das Gewindeprofil, die Steigung und deren Fertigungstoleranzen. Während früher das Geradflankenprofil häufig eingesetzt wurde, benutzt man heute fast nur noch das Bogenprofil. Die größten Belastungen kann das Rundbogenprofil aufnehmen. Das Spitzbogenprofil hat jedoch den Vorteil, dass kleine Fremdkörper, die in die Kugelrille eindringen, auf den Grund abgedrängt werden können und so die Kugeln nicht am leichten Lauf hindern.

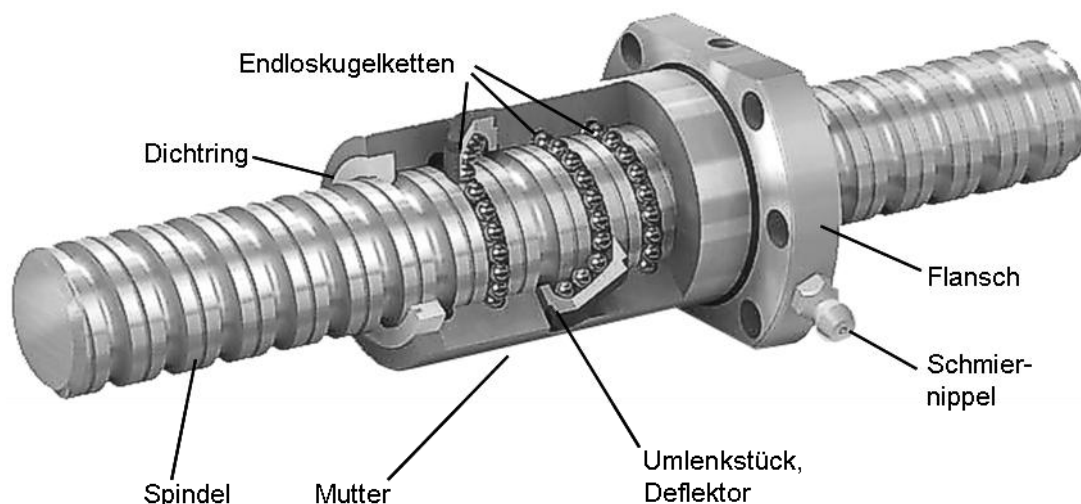


Bild 2.5: Aufbau eines Kugelgewindetriebs mit Einzelumlenkungen (Bild: BS Winsen)

Das Herz der Mutter ist die Kugelrückführung. Es gibt zwei unterschiedliche Rückführsysteme, externe Kugelrückführung (Bild 2.5, links) und interne Kugelrückführung (Bild 2.5, rechts). Bei der externen Kugelrückführung werden die Kugeln durch ein außerhalb der Mutter liegendes Rohr oder einen Kanal über die ganze Mutterlänge nach mehreren Umläufen an den Anfang des Kreislaufs zurückgeführt. Bei der internen Kugelrückführung werden die Kugeln nach einem Umlauf durch ein in der Mutter liegendes s-förmiges oder gerades Umlenkstück wieder in den vorherigen Gang zurückgeführt.

Eine Mutter mit externer Umlenkung hat eine größere Steifigkeit als eine gleichlange Mutter mit der internen Umlenkung. Weil die Kugeln eher tangential aus dem tragenden Bereich austreten bzw. in ihn eintreten, erreicht die Mutter einen gleichmäßigen und stoßfreien Lauf sowie höhere zulässige Spindeldrehzahlen. Das externe Rückführsystem hat den Nachteil der sehr großen Mutterbauform. Die interne Umlenkung ermöglicht einen kleinen äußeren Mutterdurchmesser, ist einfach herzustellen und deshalb wohl auch das am weitesten verbreitete Rückführsystem. Allerdings sind bei diesem System immer mehrere Umlenkstücke in einer Mutter erforderlich.

Als wichtigste Eigenschaft von Kugelgewindetrieben wird in der Literatur die Steifigkeit aufgeführt [HAB98]. Eigene Untersuchungen des Autors haben gezeigt, dass die Positionsgenauigkeit, bzw. exakter das Positionierverhalten Aussagen über den aktuellen Abnutzungsgrad des KGT zulässt [VER09].

Verschleiß beeinflusst das thermische Verhalten von Vorschubantrieben. Untersuchungen dazu sind in [HEI05, HEI06] nachzulesen. Heisel et. al. vergleichen darin die Erfassung der Positionsgenauigkeit nach DIN ISO 230-3 bzw. DIN V 8602 mit den Möglichkeiten sensorgestützter Erfassung mit einer thermographischen Kamera. Zielsetzung ist jedoch eine Methode zur Thermographie-basierten Kompensation des thermischen Positionsfehlers. Eine Erfassung des Verschleißzustands steht nicht im Vordergrund.

Die Erfassung der Positionsgenauigkeit an sich unterliegt verschiedenen Einflussfaktoren, die in den zugehörigen Normen und Richtlinien (DIN ISO 230-3, VDI/DGQ 3441 bzw. DIN V 8602 [DIN230, VDI3441]) nicht eindeutig festgelegt sind. Den Einfluss von verschiedenen dynamischen Verfahrensparametern auf das Ergebnis der Positionsgenauigkeitsbestimmung beschreibt [HEI92, HEI89]. Der Einsatz eines Laserinterferometers ist äquivalent zur Auswertung der Signale eines direkten Messsystems. Dieser Ansatz wurde am Institut für Werkzeugmaschinen der Universität Stuttgart bereits entwickelt (vergleiche auch [HOP94]).

Eine Möglichkeit, den Messaufwand für die Beurteilung des Positionierverhaltens zu reduzieren ist [HEI92, HEI89a] zu entnehmen. Messungen hauptzeitparallel durchzuführen ist jedoch aus dem Ansatz nur schwer abzuleiten.

Bei allen Ansätzen erfolgt die Messdatenerfassung mit zusätzlicher Messtechnik, die nicht schon in der Maschine zur Erfüllung ihrer Grundfunktionalität vorhanden ist. Insbesondere sind als maschineneigene Sensoren die Sensoren des Servomotors und -reglers zu nennen. Herausragend ist hier der Lagesensor, der eine Auflösung bis 4 nm ermöglicht. Eine Methode, prozessintermittierend zu messen, um die Genauigkeit von Drehmaschinen zu erhöhen, wird in [KRU94] beschrieben.

2.4.1 Vorspannung des Kugelgewindetriebes

Die spielfreie Fertigung und Montage von Spindel, Mutter und Kugeln ist sehr aufwändig. Deswegen werden in der Praxis meist zwei Muttern gegeneinander verspannt. Durch einen Versatz der Gewindegänge in der Mutter gibt es auch die Möglichkeit, die Verspannung in

einer einzelnen Mutter zu realisieren. Tabelle 2-4 zeigt diese beiden konstruktiven Lösungen sowie die Vorspannung durch Übergröße der Kugeln (Tabelle 2-4, oben).

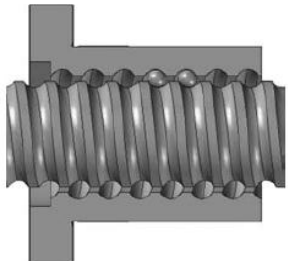
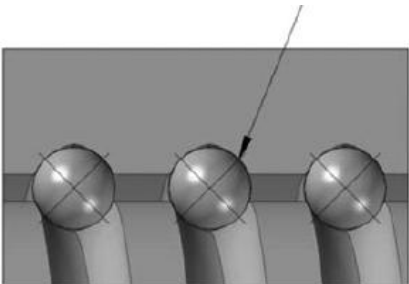
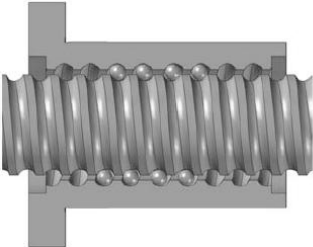
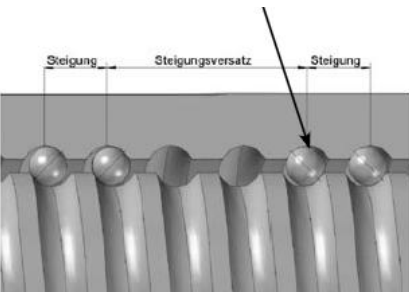
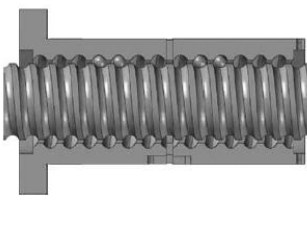
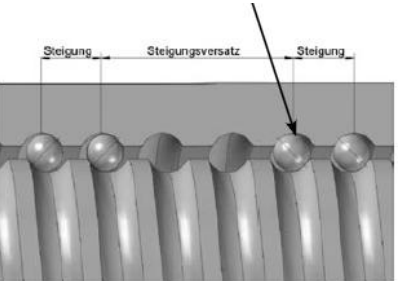
	<p>Vierpunktkugelnkontakt</p> 	<p>Kugelauswahl</p> <ul style="list-style-type: none"> • Max. 0,02 C_a Vorspannkraft • Niedrige Produktionskosten • Weit verbreitet (KFZ-Servolenkung, IT-Sektor)
	<p>Zweipunktkugelnkontakt</p> 	<p>Doppelmutter</p> <ul style="list-style-type: none"> • Zu empfehlen ab Spindel-durchmesser von ca. 60 mm • Nicht geeignet für niedrige Vorspannung (geeignet über 0,04 C_a) • Hohe Produktionskosten
	<p>Zweipunktkugelnkontakt</p> 	<p>Steigungsversatz</p> <ul style="list-style-type: none"> • Geeignet bis Spindeldurchmesser ca. 60 mm • Konstante Vorspannkraft • Standard in Europa • Niedrige Produktionskosten • Zu empfehlen ab 0,02 C_a Vorspannkraft

Tabelle 2-4: Vorspannungsarten von Kugelgewindetrieben (Bilder: NSK)

Bei der Doppelmutter wird die Vorspannung durch ein Auseinander- oder Zusammendrücken der beiden Mutterhälften erreicht. Zum Auseinanderdrücken der beiden Mutterhälften werden kalibrierte Distanzscheiben eingefügt (Tabelle 2-4 Mitte). Die Spindel steht unter Zugspannung (O-Vorspannung). Beim Zusammendrücken der beiden Mutterhälften entsteht die Vorspannung durch Einfügen dünnerer Distanzscheiben. Die Spindel steht so unter einer Druckspannung (X-Vorspannung). Bei Einzelmuttern (Tabelle 2-4, unten) wird die Vorspannung durch eine axial versetzte Anordnung der Gewinderillen in der Mutter um den Abstand Δl

erzielt. Eine vorgespannte Einzelmutter ist auch durch eine Spitzbogenform der Gewinderillen in Mutter und Spindel möglich. Hierdurch entsteht ein Vierpunktkontakt der Kugeln. Die gewünschte Vorspannungsklasse wird durch die entsprechende Auswahl des Kugeldurchmessers eingestellt. Um eine große Steifigkeit zu erhalten, muss gewährleistet sein, dass auch bei Einwirkung einer äußeren Belastung eine geforderte Mindestvorspannung erhalten bleibt [BRE06].

Bei den Untersuchungen von *Golz* hat sich gezeigt, dass die Vorspannung des Kugelgewindetriebs eine wesentliche Einflussgröße auf das Betriebsverhalten ist [GOL90]. Eine hohe Vorspannkraft führt zu Spielfreiheit, Reduzierung der Umkehrspanne und somit zu einer hohen Steifigkeit, die für die Genauigkeit des Vorschubantriebs notwendig ist. Dies erhöht aber gleichzeitig die Reibungsverluste im System, besonders bei höheren Drehzahlen. Daraus resultieren größere Erwärmung sowie erhöhter Verschleiß und somit niedriger Wirkungsgrad und reduzierte Lebensdauer. Darüber hinaus setzt die zunehmende Vorspannkraft die Rückführsysteme einer erhöhten Beanspruchung aus. Die Einstellung der Vorspannung erfolgt in der Produktion basierend auf Messungen des Leerlaufdrehmoments. Entsprechende Angaben sind z.B. dem Katalog der Fa. *HIWIN* zu entnehmen, Bild 2.6 [HIW12]. Bild 2.7 zeigt, dass die Drehmomentverläufe für Vor- und Rückwärtsfahrt quantitativ und qualitativ nicht gespiegelt sind.

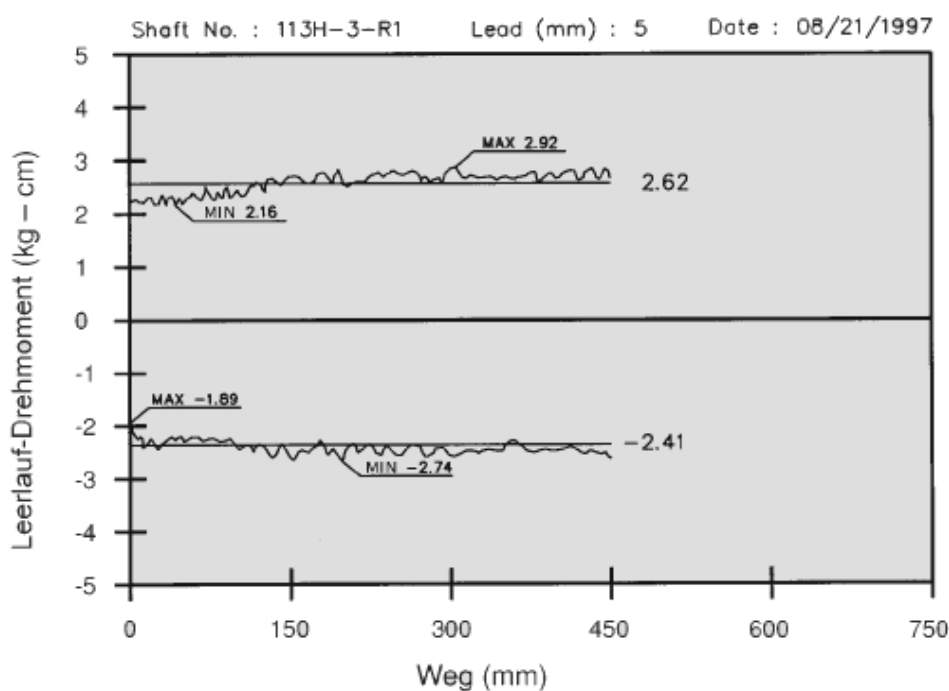


Bild 2.6: Überprüfen der Vorspannung durch Messen des Leerlaufdrehmoments [HIW12]

Den Zusammenhang zwischen Leerlaufdrehmoment, Spindeldrehzahl und Vorspannkraft hat *Golz* in [GOL90a] ermittelt (Bild 2.8). Seine Studien ergeben Zusammenhänge von Leerlaufdrehmoment und Vorspannung. Er führt die Wegabhängigkeit des Drehmomentverlaufs auf Geometriefehler der Spindel zurück und ermittelte experimentell eine Schwankung der Vorspannkraft von 30 % über einem Weg von 600 mm. Unterschiedlich stark hervortretende „Schwingungen“ führt er jeweils auf die Art der Rückführung (intern bzw. extern zurück). Eine separate Untersuchung der Mutter und eine weiterführende Analyse des Signalverhaltens erfolgen in [GOL90a] nicht. Weiterhin verweist er auf den Zusammenhang von Rückführung und Betriebsverhalten. Er vergleicht den Drehmomentverlauf eines KGT mit einer externen Rückführung und einem KGT mit interner Rückführung. Das relativ unruhigere Verhalten führt er auf „Stauzonen“ im Übergang von der Rückführung zur Laufbahn (und umgekehrt) zurück.

2.4.2 Schadensarten des Kugelgewindetriebs

Mechanische Ursachen durch Kontakt und Relativbewegung zweier fester, flüssiger oder gasförmiger Körper verursachen fortschreitenden Oberflächenverlust, welcher als Verschleiß bzw. Abnutzung definiert ist [DIN50320]. Die häufigsten Verschleißmechanismen sind Abrasion, Adhäsion, Ermüdung und Diffusion. Diese Arbeit behandelt nur die ersten drei wichtigen Wirkmechanismen. Die Schadensarten des Kugelgewindetriebs sollen nachfolgend kurz erläutert werden.

Plötzlicher Frühschaden: Diese Form des Schadens tritt im Anfangsstadium des Betriebes auf. Es tritt eine zunehmend steigende, hörbare und ungewöhnliche Laufunruhe ein, die bei weiterem Betrieb zum Verklemmen und somit zur vollständigen Schädigung des KGT führt. Die Schädigung beginnt in der Kugelumlenkung und führt zur vollständigen Zerstörung dieser und folglich der Kugeln und des Gewindes. Der Frühschaden wird hauptsächlich durch Schmutz und zu hohe Gewindesteigungen und Drehzahlen verursacht.

Langsamer Vorspannungsverlust: Während des Betriebs der Antriebsachse ist der KGT Verschleiß ausgesetzt. Das Ablösen der Kugeln verursacht hierbei einen Abtrag des Kugeldurchmessers von einigen μm . Dies wiederum führt dazu, dass die Steifigkeit der in der Regel vorgespannt eingesetzten Doppelmutter abnimmt und die mechanischen Eigenschaften des Gewindetriebs beeinträchtigt werden. Das kann zu einer erhöhten Ratterneigung der Antriebsachse führen, welche direkte Auswirkungen auf die Maßhaltigkeit und Oberflächengüte der

Werkstücke hat. Diese Versagensform tritt meist unerwartet und vor dem mechanischen Versagen des KGT auf.

Langsamer Spätschaden: Der langsame Spätschaden tritt nach der berechneten Lebensdauer ein und wird durch Ermüdung, welche eine Grübchenbildung in den Laufbahn- und Kugelflächen verursacht, hervorgerufen. Als Folge kann ein Verklemmen eintreten, was zur Schädigung der Umlenkungen, der Kugeln und der Gewindebahnen und somit zur vollständigen Zerstörung des Kugelgewindetriebs führt.

Die Schadenswirkmechanismen sind denen von Wälzlagern vergleichbar. Die Ausfallursachen nach [DAH99] sind in Tabelle 2-5 zusammengefasst.

Ursache	Schaden
Verschleiß	Risse, Pittings und Schälungen durch die Dauerbelastung
Einbaufehler	Verletzungen der Laufbahnen, dadurch erhöhter Verschleiß
Verschmutzung	Fremdkörpereindrücke auf den Laufflächen können zu einer vorzeitigen Ermüdung führen. Ursachen sind z. B. unsaubere Einbauteile.
Korrosion	Abrieb und Rost wirkt wie Schmirgel und erzeugt frühzeitigen Verschleiß. Ursachen sind z. B. Kondenswasser und Säuredämpfe.
Stillstandskorrosion	Markierungen in Folge von Vibrationen beim Stillstand oder Transport
Stromdurchgang	Achsparallele Riefen auf den Laufbahnen nach stetigem Stromdurchgang
Mangelschmierung	Gleiten und erhöhter Verschleiß durch ungeeigneten Schmierstoff oder zu geringe Schmierstoffversorgung
Überschmierung	Heißlaufen durch Plansch- oder Walkarbeit

Tabelle 2-5: Mögliche Ausfallursachen für Wälzlager (nach [DAH99])

In Kapitel 8 wird der Abnutzungsgrad eines KGT basierend auf Schmutzeintrag anhand verschiedener Messmethoden und Kenngrößen beurteilt.

Zur Beurteilung des Einflusses von Fremdstoffen können die Arbeiten von *Zinecker* [ZIN83] heran gezogen werden. Er vergleicht den Gewichtsanteil von Fremdstoffen im Schmiermittel mit der Ausprägung von Schwingungen. *Zinecker* nennt vier wesentliche Gründe für das Vorhandensein von Fremdstoffpartikeln im Lager:

- Anfangsverunreinigungen : Formsand- und Schleifmittelreste, metallische Späne, organische Fasern, mineralische Partikel von Läpp- und Schleifvorgängen sowie dazugehörige Mikrospäne
- Anfangsverunreinigungen im Schmierstoff (Frischöl): Kunststoffpartikel, kleinere mineralische und metallische Partikel
- Verunreinigungen durch eindringende Fremdstoffpartikel, bei unzureichender Abdichtung feine mineralische Stäube, bei Reparaturarbeiten Schleifmittelkörner, Metallpartikel, Späne sowie Fasern
- Im Lager selbst entstehende Verschleißpartikel, Abtrag der Beilby-Schichten als spanförmige Partikel durch Mikroschneiden bei scharfkantigen relativ zueinander bewegten Oberflächen, Ablösung von Partikeln von ermüdeten Oberflächen bei Wälz- bzw. Wälz-Gleit-Kontakt

Beilby-Schichten entstehen bei Reibvorgängen zwischen relativ zueinander bewegten Oberflächen. Sie sind etwa 1 µm dick und weisen eine hohe Fließfähigkeit auf, wodurch sich leichte Oberflächenschäden selbst wieder verschließen. Das Material, aus dem die Fremdstoffpartikel bestehen, beeinflusst entscheidend die Oberflächenprofile der Wälzbahnen und damit die Schwere der Schädigung. Tabelle 2-6 stellt einige Partikeltypen einander gegenüber:

Partikeltyp	R_z (µm)	R_a (µm)	P_t (µm)
Korund	1,5 - 7	0,1 - 0,9	2,5 - 11
Stahl, Eisen, Messing, Bronze	0,5 - 1,5	0,06 - 0,2	0,7 - 2,2
Aluminium, Hartgewebe, Polyäthylen	0,1 - 1	0,01 - 0,07	0,2 - 1,1

Tabelle 2-6: Einfluss des Partikeltyps auf die Oberflächenprofile (nach [ZIN83])

In Tabelle 2-6 gibt der kleinere Wert die Oberflächenbeschaffenheit für kleine Partikel, der größere Wert die Oberflächenbeschaffenheit für große Partikel an. Weitere Informationen zu regellosen Schädigungen, z.B. Modellvorstellungen zum Schädigungsmechanismus und zur Schallentstehung sowie Überrollversuche einzelner Partikel, sind in [ZIN83] nachzulesen.

3 Aufgabenstellung und Zielsetzung

3.1 Problemstellung

Für Antriebe mit Kugelgewindetrieben wird heute eine Lebensdauer von acht bis zehn Jahren im einschichtigen Betrieb gefordert [IMI06]. Die geforderte Lebensdauer kann sich aber aufgrund von Schmutzeintrag, kurzhubiger oszillatorischer Bewegungen oder ungünstiger Lastverteilungen erheblich reduzieren und zu einem frühzeitigen Ausfall des Kugelgewindetriebs führen. Bisher konnten aufgrund unterschiedlichster Einsatzbedingungen keinerlei Berechnungsmodelle gefunden werden, die die Lebensdauer zuverlässig voraussagen. Eine frühzeitige Erkennung der Restlaufzeit bzw. eines bevorstehenden Schadens aufgrund vielfältiger Abnutzungsmechanismen und deren Zusammenhang mit den Betriebsbedingungen, wie Belastung, Schmierung oder Temperatur sind noch nicht möglich. Somit ist eine frühzeitige Erkennung des Versagenszeitpunktes zur Vermeidung weiterer Folgeschäden an der Maschine gefragt. Gegenstand der Arbeit ist die Erfassung und Beurteilung der Abnutzung der mechanischen Komponenten eines Vorschubantriebs von Werkzeugmaschinen mit Kugelgewindetrieb als Grundlage für ein CM-System, das sich ausschließlich auf die in der Maschine bzw. im Vorschubantrieb schon vorhandenen mechatronischen Ressourcen stützt. Insbesondere soll der Verzicht auf zusätzliche CM-spezifische Sensorik angestrebt werden. In der Literatur wird dies mit dem Begriff „Maschinenbasiert“ bzw. „Antriebsbasiert“ oder auch „sensorlos“ bezeichnet. Motivation ist, dem steigenden Kostendruck auf das CM-System zu begegnen sowie die Zuverlässigkeit der kombinierten Systeme Maschine und CM-System nicht zu verringern. Die Wirtschaftlichkeit eines Zustandserfassungs- oder Diagnosesystems wird auch anhand der Unterbrechung der Ausbringung der Maschine beurteilt. Idealerweise findet die Beurteilung nebenläufig zum Produktionsbetrieb statt. Mit wenigen Worten lässt sich das letztlich angestrebte Ziel der hier vorliegenden Arbeit in das Schlagwort „Sensorless Online Condition Monitoring“ (SOCM) fassen.

3.2 Ziel der Arbeit

In dieser Arbeit soll die Verfügbarkeitssteigerung durch vorausschauende Instandhaltung von Maschinenachsen mit Kugelgewindeantrieb realisiert werden. Ziel ist die Erfassung des Verschleißgrads eines Kugelgewindetriebs als Bestandteil einer durchgängigen Methodik zur

automatisierten Schadensvorhersage. Dazu müssen die durch langsamen Verschleiß bedingten Eigenschaftsänderungen und damit der Ausfall der Maschinenachse erkannt und vorausgesagt werden können. Die Komplexität des Gesamtsystems soll möglichst nicht steigen. Dies wird erreicht, indem hauptsächlich physikalische Größen betrachtet werden, die in der bestehenden mechatronischen Plattform des Systems d.h. auf NC- und CNC-Ebene bereits vorhanden sind. Die durch Abnutzung auftretenden Fehler können mit steuerungseigenen Sensoren erfasst werden. Sie bieten aber fast immer nur die Möglichkeit, Signale zu erfassen, in die bauteilspezifische Phänomene als Summensignal einfließen.

Die ersten durchgeführten Versuche auf Basis des Stands der Technik und Forschung haben gezeigt, dass eine positive Diagnose potentiell möglich ist. Allerdings ist sie nur mit sehr hohem Aufwand umsetzbar. Zum einen ist ein nicht unbeträchtlicher messtechnischer Aufwand, zum anderen sind Modelle der zu betrachtenden Bauelemente erforderlich. Für das weitere Vorgehen ergeben sich im Wesentlichen zwei Aspekte:

1. Reduktion bauteilspezifischer Betrachtungen auf einen dem Diagnoseziel angemessenen Aufwand, mit dem Ziel einer positiven Diagnose. Leitmotiv ist dabei, mit den in der Steuerung vorhandenen Mitteln vorzugehen. Eine positive Diagnose kann gestellt werden, wenn die Konstellation der erfassten Informationen der Steuerung und/oder der gemessenen Phänomene spezifisch für ein Schadensbild des Bauelements ist.
2. Abstimmung der Methoden der Diagnosefindung (Diagnostik) auf die Spezifika des Antriebs der Werkzeugmaschine.

Mittel zur Zielerreichung ist eine systematische Diagnosefindung, die Diagnostik. Sie besteht aus der Koordination einer Vielzahl von Teilaufgaben. Leitmotiv bei der Erfassung des Verschleißzustandes muss die Verwertbarkeit der Daten sein. Ausgewertet werden die Daten, die im Zusammenhang der Verschleißbeurteilung als Kenngrößen bezeichnet werden, vom Qualitätsmanagement. Dies erfolgt regelmäßig durch elektronische Datenverarbeitung, der Computer Aided Quality (CAQ). Aus dem Qualitätsmanagement leiten sich die Anforderungen an die Kenngrößen ab. Während die reaktive Wartung auf den unbestimmten Zeitpunkt der Überschreitung eines Grenzwertes warten kann, ist die zustandsabhängige Wartung (Condition Based Maintenance, CBM) auf eine möglichst genaue Abschätzung dieses Zeitpunkts ausgerichtet. Wesentliches Gütekriterium einer Kenngröße des CBM ist daher ihr langfristiges zeitliches Verhalten. Es stellt sich somit nicht nur die Frage, ob ein erfasstes Signal den Defekt eines Bauteils anzeigt, sondern vielmehr ist zu ermitteln, welcher Verschleiß-

grad welcher Signalausprägung quantitativ zugeordnet werden kann. Bild 3.1 illustriert den Zusammenhang der Aufgaben der Zustandsüberwachung. Die Aufgaben lassen sich in Messung, Simulation, Erfassung des Betriebsverhaltens und Datenauswertung gruppieren.

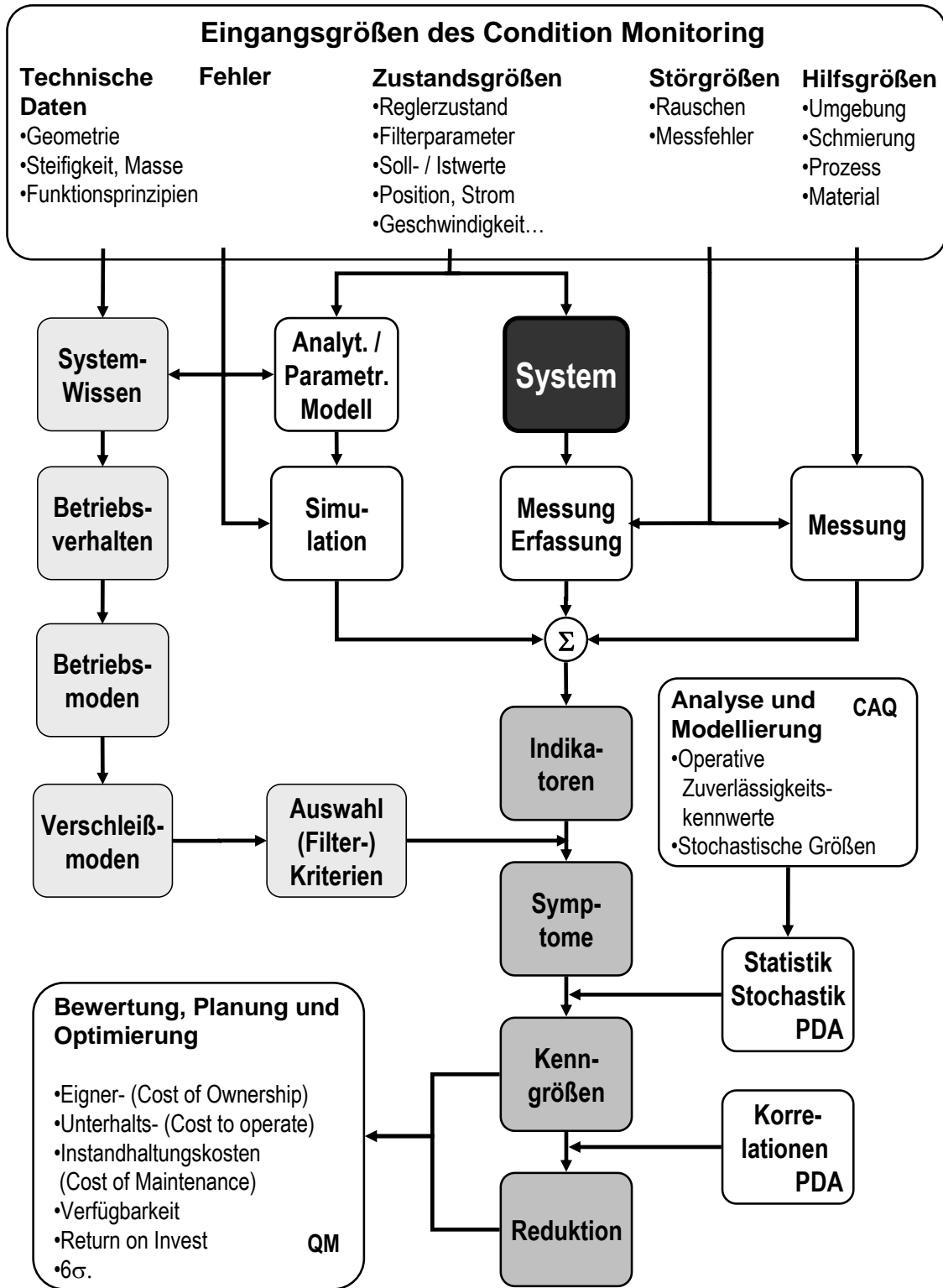


Bild 3.1: Aufgabenstruktur der Verschleißfassung CM für Condition Based Maintenance

Komplexe Systeme, wie Servoregler von Vorschubantrieben mit Kugelgewindetrieb, erfassen auch Messgrößen, die nicht in der Regelung verarbeitet werden. Meist dienen diese Größen zum Schutz vor spontanen Beschädigungen. Beispielsweise wird bei rotatorischen Servomotoren die Temperatur der Wicklung überwacht. Moderne leistungsfähige Werkzeugmaschinen verfügen über eine CNC-Steuerung. Aus ihr lassen sich Daten gewinnen, die einen Rückschluss auf die Belastung des Systems ziehen lassen. Aus den Bahndaten können u. A. Geschwindigkeitsprofile und Lastspitzen z.B. als Ruckwerte abgeleitet werden. Auch die Art des Fertigungsprozesses spielt eine Rolle.

Der Verschleißzustand kann auch durch den Vergleich des modellierten Verhaltens, also den Ergebnissen der Simulation mit den aktuell verfügbaren metrischen Daten erfasst werden. Dieses Beobachterprinzip beruht auf einer quantitativ-parametrischen Modellierung des Systems und der Quantifizierung der Abweichung von den physikalischen (gemessenen) metrischen Größen. Grundlage für eine Modellierung ist ein deterministisches Systemverhalten über den zu beobachtenden Zeitraum. Modelle des Systems werden auch für die Beschreibung ihres Betriebsverhaltens verwendet. In Bild 3.1 werden diese Modelle zur Ermittlung der nominalen (kategorischen, qualitativen) Faktoren als Systemwissen bezeichnet. Aus ihnen lassen sich z.B. Betriebsmoden ermitteln. Deren für die CBM relevante Anteile sind die Verschleißmoden. In einigen Fällen verursacht Abnutzung eine Verschiebung von Betriebsmoden, was z.B. bei Eigenfrequenzen zu beobachten ist. In diesen Fällen sind die Modelle analytisch-quantitativ auszuführen. Die Extraktion der durch Verschleißmoden hervorgerufenen Signalanteile erfolgt meist durch die Parametrierung von Filtern. Bei Wälzlagern ergeben sich die charakteristischen Frequenzen aus der Analyse des kinematischen Verhaltens und werden von den Herstellern als technische Daten im Katalog angegeben. Die Angaben sind die Kugeldurchlauffrequenz am Lageraußenring (Ball Passing Frequency Outside, BPFO), die Kugeldurchlauffrequenz am Lagerinnenring (Ball Passing Frequency Inside, BPFI), die Kugelumlauffrequenz (Ball Spin Frequency, BSF) und die Käfigfrequenz (Fundamental Train Frequency, FTF). Die mit Hilfe der aus dem Betriebsverhalten gewonnenen Parameter herausgefilterten Signalanteile müssen auf ihre Eignung zur Abbildung des Verschleißvorgangs untersucht werden. Maßgeblich hierfür ist die statistische und stochastische Verwertbarkeit. Als Bestandteil der rechnerunterstützten Qualitätssicherung (Computer Aided Quality Assurance, CAQ) analysiert die Prozessdatenanalyse (PDA) die Symptome. Geeignete Symptome bilden als Verschleißkenngrößen die Datenbasis für die Planung der Instandhaltungsmaßnahmen des Qualitätsmanagement (QM).

Ein Leitmotiv der Arbeit ist, die kosteneffektive Gestaltung des Zustandserfassungssystems. Es wird nicht die maximale Funktionalität angestrebt, die sich nur durch den Einsatz zusätzlicher Sensorik und Hardware erzielen lässt. Hier soll ausschließlich auf die bereits vorhandene Plattform zurück gegriffen werden. Dies schränkt die möglichen Datenquellen ein. Die Unterbrechung des Regelbetriebs der Maschine ist ein Kostenfaktor, der zur Lasten der Wirtschaftlichkeit der Diagnostik geht. Die ausgewerteten Signale werden daher aus den im Servoregler potenziell vorliegenden physikalischen Größen gewonnen.

Das Grundprinzip des Vorschubantriebs basiert auf der Umwandlung des durch den momentbildenden Strom erzeugten Drehmoments in eine Vorwärtsbewegung bzw. Positionierung des Maschinentischs. Dieses Grundprinzip basiert auf den physikalischen statischen Größen Drehmoment und Position. Die Vorwärtsbewegung wird erzeugt, indem das momentbildende elektromagnetische Feld im Stator rotiert. Die Zeit ist eine Globalvariable. Mit ihr stehen weiterhin die von der Position ableitbaren Größen Geschwindigkeit und Beschleunigung zur Verfügung. Eine weitere gängige Methode beruht auf der Analyse von Schwingungssignalen, die entstehen, wenn sich der Vorschubantrieb bewegt. Da die Diagnose technischer Systeme nach wie vor wesentlich auf der zeitabhängigen Schwingungsanalyse aufgebaut ist, wird sie hier an einigen Stellen den neu entwickelten Methoden gegenüber gestellt.

Ein Gegenstand ist die Betrachtung transienter Vorgänge. Grundsätzlich ist die Annahme vollkommener Linearität nur in der Mathematik zulässig. Natürliche Vorgänge sind bei feiner Skalierung immer nichtlinear. Messungen, basierend auf linearen Ansätzen, sind oft nicht genau bzw. empfindlich genug, um die Verschleißbeurteilung im Sinne einer zustandsbasierten Wartung befriedigend zu ermöglichen. Die Nutzung transienter Vorgänge ist heuristisch einleuchtend. Nach allgemeiner Erfahrung gehen Sachen „beim Einschalten“, „beim Umschalten“ etc. kaputt. Daher ist der methodische Ansatz, Transienten für die Verschleißbeurteilung heran zu ziehen, durchaus nahe liegend. Der erhebliche Anspruch an systemtheoretische Kenntnisse und die im Vergleich zur linearen Analyse erst sehr jungen mathematischen Methoden der nichtlinearen Dynamik bremsen jedoch den Innovationsfortschritt. Vor dem geschilderten Hintergrund lassen sich die Anforderungen und Leitmotive an die zu entwickelnde Diagnostik zusammen fassen:

- Verwendung der vorhandenen Sensorik

Für die Diagnose werden nur die im Servoregler verarbeiteten Größen untersucht. Der

Verzicht auf zusätzliche Sensorik ist ein Effizienzfortschritt, da die Kosten gering und die Verfügbarkeit gleich hoch gehalten werden.

- **Einbindung in den konzeptionellen Rahmen des QM-Systems**
Die entwickelten Verschleißkenngrößen sollen in den konzeptionellen Rahmen des QM-Systems eingebettet werden können. Prinzipiell können Daten für die Qualitätssicherung aus messenden, attributiven und visuellen Prüfungen vorliegen. Eine Kenngröße muss in einfacher Weise informationstechnisch verarbeitbar sein. Es liegt nahe, dass nicht quantifizierbare bzw. messbare Größen, z.B. visuelle Prüfungen schwierig einzubetten sind.
- **Entwicklung dimensionsbehafteter Kenngrößen**
Eine dimensionierte Kenngröße muss nicht kalibriert werden. Entfällt eine Kalibration entfällt auch deren Messungenauigkeit, die sich ansonsten als Messfehler fortpflanzt.
- **Einbettung der Diagnosemethodik in die bestehende Plattform**
Eine kosteneffiziente Diagnostik kann in Form einer Softwarelösung realisiert werden. Der Rationalisierungsdruck wird es erforderlich machen, die Diagnosesoftware auf der vorhandenen Plattform, der Maschinensteuerung, zu implementieren. Aus Anwendersicht sollte die Maschinendiagnose im Gesamtumfang der Steuerung enthalten sein.
- **Robuste Auswertemethoden**
Die Datenverarbeitung muss Daten relativ geringer Abtastrate verarbeiten können und gegenüber Störanteilen im Messsignal tolerant sein.
- **Identifikation des betroffenen Bauteils bzw. der Schadensart**
Ziele sind die Differentialdiagnose des Antriebs oder die positive Diagnose des betroffenen Bauteils. Grundlage hierfür ist die Analyse des Betriebsverhaltens der betrachteten Bauteile und die Extraktion der betreffenden Signalanteile.
- **Nutzung transienter Vorgänge**
Transiente Betriebszustände (Richtungsumkehr, Hoch- und Auslaufvorgänge, sprunghafte Belastung,...) sind bzgl. des Verschleißzustands sehr sensitiv. Das grundlegende messtechnische Dilemma liegt darin, dass zur modalen Trennung meist lineare Signaltransformationen erforderlich sind, wobei andererseits physikalisch immer Nichtlinearität gegeben ist. Ziel ist die Untersuchung dieser vorhandenen Bewegungsarten auf die Eignung zur Datenerfassung und -analyse.

- Keine Erhöhung der Nebenzeiten

Bei geringer Sensitivität einer Kenngröße sind häufige Messungen erforderlich. Dies relativiert die Wirtschaftlichkeit einer Messmethode. Zusätzlich werden viele Methoden durch die notwendige Unterbrechung des Regelbetriebs der Maschine wirtschaftlich belastet. Ziel sollte daher die Messung während des Regelbetriebs oder während schon vorhandener Nebenzeiten sein.

Für die Instandhaltung ist wichtig, dass sie selbst längst Objekt der betriebswirtschaftlichen Bewertung geworden ist. Sie wird heute vor dem Hintergrund ihrer Kosteneffektivität gesehen. Künftig sollten technische Systeme nicht nur wartungs- und instandhaltungsgerecht, sondern auch diagnosegerecht (auch bezüglich des Prozesses) gestaltet werden. Dies betrifft die steuerungstechnische Seite der Anlage sicher mehr als die mechanische.

4 Systembeschreibung und Versuchsaufbau

Dieses Kapitel beschreibt die statischen Eigenschaften des untersuchten mechatronischen Systems. Es werden die mechanischen und elektrischen Komponenten und deren Aufbau kurz vorgestellt. Da die Arbeit ausschließlich die vorhandenen Sensoren des Systems nutzen soll, ist ihre Leistungsfähigkeit im Vergleich zu spezifischen Diagnosesensoren, z.B. Schwingungsaufnehmern, bedeutsam. Außer den in der Leistungselektronik verbauten Sensoren zur Stromregelung, die für eine Diagnostik schwer zugänglich sind, sind die wichtigsten Sensoren die Lagegeber. Ihre Ausführung ist auf die spezifischen Belange der Werkzeugmaschinen abgestimmt, so dass sie neben einer hohen Genauigkeit über eine Signalaufbereitung verfügen, die sehr robust und dabei sehr schnell ist. Dieses Datenprotokoll ist standardisiert und daher einfach auszulesen. Nachfolgend werden die Grundlegenden Eigenschaften der Positionssensoren, wie deren Funktionsprinzip, Genauigkeit sowie Auflösungsvermögen und erzielbare Geschwindigkeiten vorgestellt.

4.1 Sensoren des Vorschubantriebs

Die Signale von Positionsmesssensoren werden entweder in der Regelelektronik des Servoreglers oder durch einen externen Interpolator aufbereitet. Die gebräuchlichsten Bauformen funktionieren nach dem photoelektrischen Prinzip [HEI12] (Bild 4.1). Eine Lichtquelle erzeugt auf den Photoelementen einen variierenden, zum Verschieben der Maßverkörperung gegenüber der Abtastplatte proportionalen Photostrom. Bild 4.1 zeigt links das abbildende, rechts das interferenzielle Messprinzip. In Bild 4.2 ist die Ausgangsspannung eines SinCos-Signals über der Teilungsperiode dargestellt. Die analogen Signale werden zur Aufbereitung interpoliert. Die Größe der gesamten Lichtfläche im Photoarray entspricht der Überdeckung zweier mit Vorschubgeschwindigkeit über einander gleitender Rechteckflächen. Das generierte Rohsignal liefert eine sinusförmige Spannung von $1 V_{SS}$.

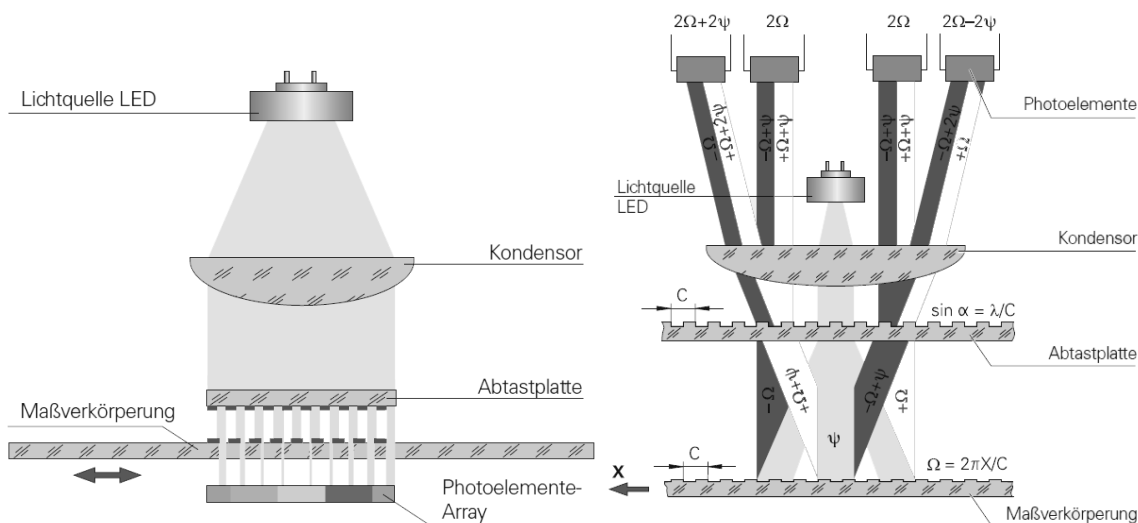


Bild 4.1: Photoelektrische Abtastung nach dem abbildenden (links) und dem interferenziellen Messprinzip (rechts) (Bild: [HEI12])

Die Überdeckung der Lichtflächen und das entsprechende Spannungssignal sind in Bild 4.2 dargestellt. Der Sensor verfügt über eine in Differenzverstärkung verschaltete Anzahl von Photostromquellen, so dass die Teilungsperiode proportional zur Ausgangsspannung ist.

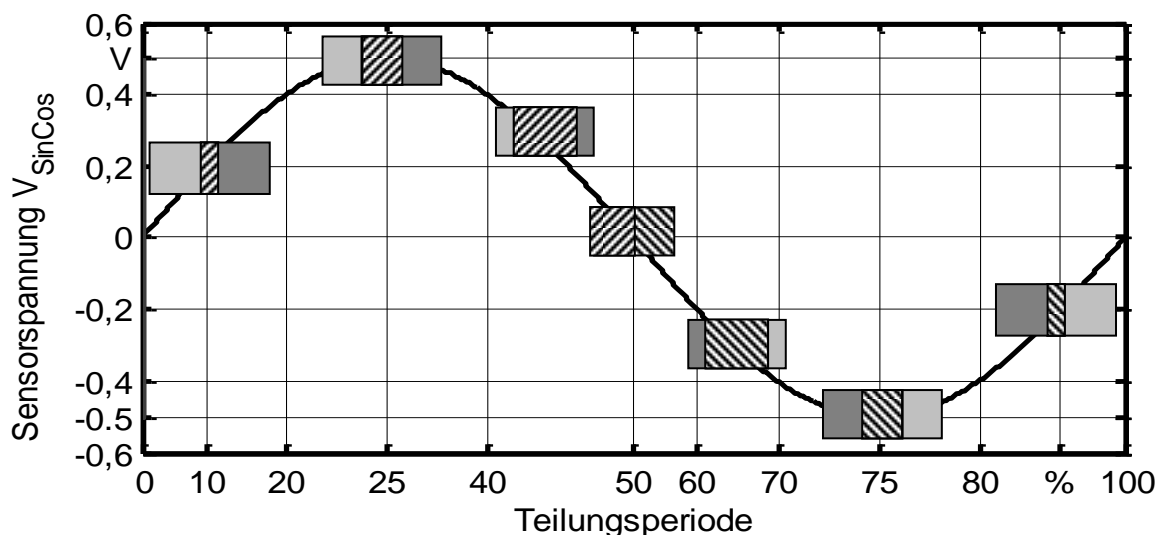


Bild 4.2: Ausgangsspannung eines SinCos-Signals bezogen auf die Teilungsperiode der Maßverkörperung

Teilweise passen Servoregler ihre Interpolationsparameter adaptiv an die Vorschubgeschwindigkeit an, externe Geräte tun dies nicht. Die Anpassung ergibt bei niedrigen Vorschubgeschwindigkeiten hohe Auflösungen, bei hohen kurze Rechenzeiten. Die Interpolationselektronik kann wahlweise eine steigende Flanke, zwei steigende Flanken oder jeweils beide Flanken

des digitalisierten Signals auswerten (1-, 2- oder 4-fach-Interpolation, Bild 4.3). Mit einem heute üblichen Interpolationsfaktor von 1000 wird die Teilungsperiode so in bis zu 4000 Messinkremente aufgelöst. Gängig sind Teilungsperioden von 20 μm , woraus sich eine maximale Auflösung eines Messsystems von $20 \mu\text{m} / 4000 = 5 \text{ nm}$ ergibt. Die Messleistung des Interpolators unterliegt außerdem den bestimmenden Faktoren Taktfrequenz und Auflösung.

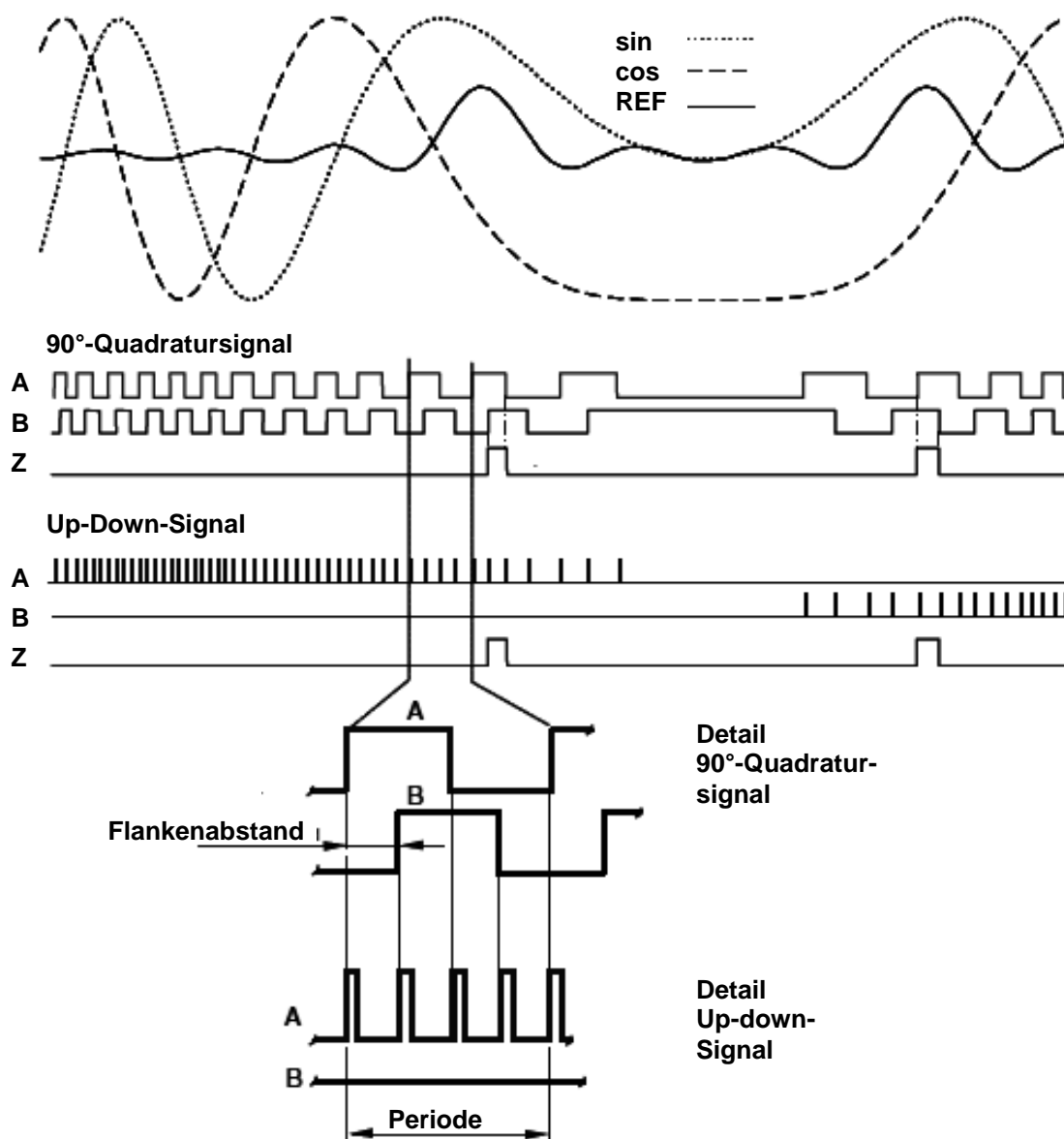


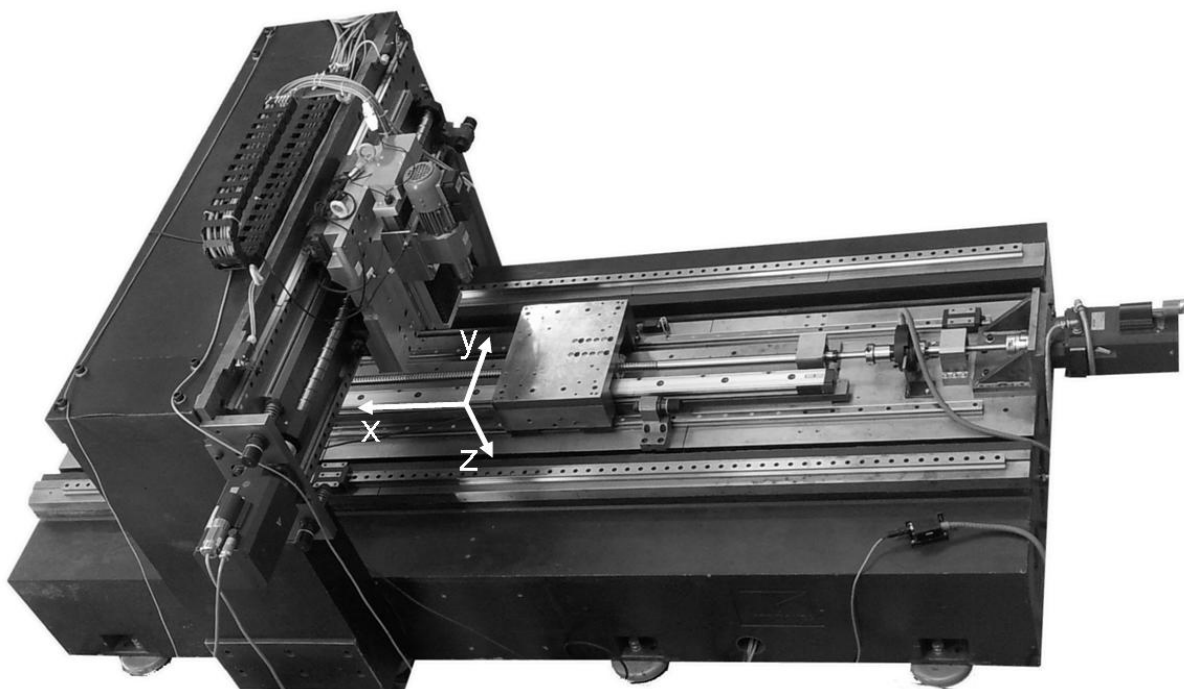
Bild 4.3: Interpolation der SinCos-Signale (oben) zur Wandlung in 90°-Quadratursignal (sog. „A-Quad-B“, Mitte) oder Up-Down-Signal (unten) (Bild: LPKF MC GmbH)

In Bild 4.3 ist die Codierung der Richtung als um 90° versetzte Signale (A-Quad-B, Mitte) bzw. als Kanalcodierung Kanal A - vorwärts, Kanal B - rückwärts (unten) zu erkennen. Im

Sensor werden zur Richtungsauflösung zwei um 90° versetzte Signale erzeugt. Eilt Kanal A voraus, bewegt sich der Maßstab in positiver, eilt Kanal B voraus, in negativer Richtung.

4.2 Versuchsaufbau

Der Prüfstand besteht aus drei kartesischen Vorschubachsen und einer Hauptspindel in Portalbauweise (Bild 4.4). Die wesentlichen Bestandteile entsprechen marktgängigen Bauformen und –größen. Für einen Teil der Messungen wurde ein Rotations-Dynamometer in den Kraftfluss integriert. Somit lassen sich Umfangs-, Radial- und Axialkraft sowie das Drehmoment erfassen.



Abmaße: Grundgestell: 3200 x 1300 x 600 mm

Verfahrwege: 800 x 1300 x 350 mm (x, y, z)

Servomotor: *Siemens 1FT6084*

Festlager: *INA ZKLF2068-2RS*

Linearführung: *THK MR W 35*

Servoregler: *Bosch Rexroth*

Dynamometer: *Kistler 9123BQ04*

Portal: 500 x 1800 x 1400 mm.

Hauptspindel: *Reckerth RF-FS-100/30-1,9*

KGT : *NSK W3210G-17ZY-C5Z10*

Loslager: *FAG 6004-2RSR*

Kupplung: *Rotex GS28*

Linearmaßstab: *Heidenhain LB326*

Interpolator: *LPKF MC GmbH, MI 1000*

Bild 4.4: Versuchstand zur Zustandserfassung der Vorschubachse

Die Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit wurden an der x-Achse, die auf dem Grundgestell des Versuchstands aufgebaut ist, durchgeführt. Der anfangs eingebaute Linearmaßstab, *Heidenhain LC 181*, hat eine Teilungsperiode von 16 µm. Er wurde zum Vergleich später durch den *LB326* mit einer Teilungsperiode von 100 µm ersetzt. Der Interpolator kann maximal 1000-fach interpolieren. Die Eingangsfrequenz des Interpolators beträgt jeweils:

$$f_{n,16\mu m} = \frac{v_{\max}}{\text{Teilungsperiode}} = \frac{n_N}{P_h \cdot 16 \mu m \cdot 60 \frac{s}{\text{min}}} = \frac{0,5 \frac{m}{s}}{16 \mu m} = 31,25 \text{ kHz} \quad (4.1)$$

$$f_{n,100\mu m} = \frac{n_N}{P_h \cdot 100 \mu m \cdot 60 \frac{s}{\text{min}}} = \frac{0,5 \frac{m}{s}}{100 \mu m} = 5 \text{ kHz}$$

Die maximal mögliche Auflösung der Versuchskonfiguration unter Berücksichtigung der maximalen Vorschubgeschwindigkeit des Antriebs von 30 m/min ist aus Bild 4.5 abzulesen:

Interpolationsfaktor = 1000 → S101.6 = OFF, S101.7 = ON, S101.8 = ON		S101.3	S101.4	S101.5	
Flankenabstand (ns)	6400	130 Hz	OFF	OFF	OFF
	3200	260 Hz	OFF	OFF	ON
	1600	550 Hz	OFF	ON	OFF
	800	1 kHz	OFF	ON	ON
	400	2 kHz	ON	OFF	OFF
	200	4 kHz	ON	OFF	ON
	100	8 kHz	ON	ON	OFF
	50	16 kHz	ON	ON	ON
Interpolationsfaktor = 800 → S101.6 = ON, S101.7 = ON, S101.8 = ON		S101.3	S101.4	S101.5	
Flankenabstand (ns)	6400	165 Hz	OFF	OFF	OFF
	3200	330 Hz	OFF	OFF	ON
	1600	660 Hz	OFF	ON	OFF
	800	1,2 kHz	OFF	ON	ON
	400	2,5 kHz	ON	OFF	OFF
	200	5 kHz	ON	OFF	ON
	100	10 kHz	ON	ON	OFF
	50	20 kHz	ON	ON	ON
Interpolationsfaktor = 500 → S101.6 = OFF, S101.7 = ON, S101.8 = OFF		S101.3	S101.4	S101.5	
Flankenabstand (ns)	6400	260 Hz	OFF	OFF	OFF
	3200	550 Hz	OFF	OFF	ON
	1600	1 kHz	OFF	ON	OFF
	800	2 kHz	OFF	ON	ON
	400	4 kHz	ON	OFF	OFF
	200	8 kHz	ON	OFF	ON
	100	16 kHz	ON	ON	OFF
	50	32 kHz	ON	ON	ON

Bild 4.5: Auswahl möglicher Einstellungen des Interpolators *MI 1000* (Bild: *LPKF MC GmbH*)

Bild 4.5 zeigt, dass bei der gegebenen Maximalgeschwindigkeit des Vorschubantriebs von 30 m/min Interpolationsfaktoren kleiner einschließlich 500 gewählt werden können. Mit einem Interpolationsfaktor 1000 und 4-fach-Interpolation erzielt man für die verwendeten Linearmaßstäbe die Auflösungen:

$$d_{n,16\mu m} = \frac{\text{Teilungsperiode}}{4 \cdot \text{Interpolationstakt}} = \frac{16 \mu m}{4 \cdot 1000} = 4 \text{ nm} \quad (4.2)$$

$$d_{n,100\mu m} = \frac{100 \mu m}{4 \cdot 1000} = 25 \text{ nm}$$

Daraus und aus der obersten Eingangsfrequenz des Interpolators resultieren die jeweils maximal möglichen Vorschubgeschwindigkeiten:

$$v_{x,max,16\mu m} = \text{Teilungsperiode} \cdot f_{n,max} = 16 \mu m \cdot 16 \text{ kHz} \cdot \frac{60 \text{ s}}{\text{min}} = 15,36 \frac{\text{m}}{\text{min}} \quad (4.3)$$

$$v_{x,max,100\mu m} = 100 \mu m \cdot 16 \text{ kHz} \cdot \frac{60 \text{ s}}{\text{min}} = 96 \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Im Fall des *LC181* kann eine maximale Geschwindigkeit von 15,36 m/min, im Fall des *LB326* 96 m/min genutzt werden. Zusammenfassend kann die Leistung des Positionserfassungssystems mit einer maximalen Auflösung von 4 nm bei $v_{x,max,16\mu m} = 15,36 \text{ m/min}$ und einer maximalen Abtastfrequenz von 20 MHz angegeben werden.

Zielsetzung war, für die Zustandsüberwachung die Ressourcen des Vorschubantriebs zu nutzen. Bild 4.6 zeigt die Struktur des Lagereglers der Fa. *Rexroth*, Typ *IndraDrive, HCS03.1E-W0150-A-05-NNBV*. Im Bild sind die zugreifbaren Größen mit ihren Parameternummern aufgeführt. Wesentlich ist, dass u. A. die Größen Soll- und Istposition, Iststrom sowie Istgeschwindigkeit zugreifbar sind. Ihre physikalischen Entsprechungen, Lage und Drehmoment werden für die folgenden Untersuchungen heran gezogen.

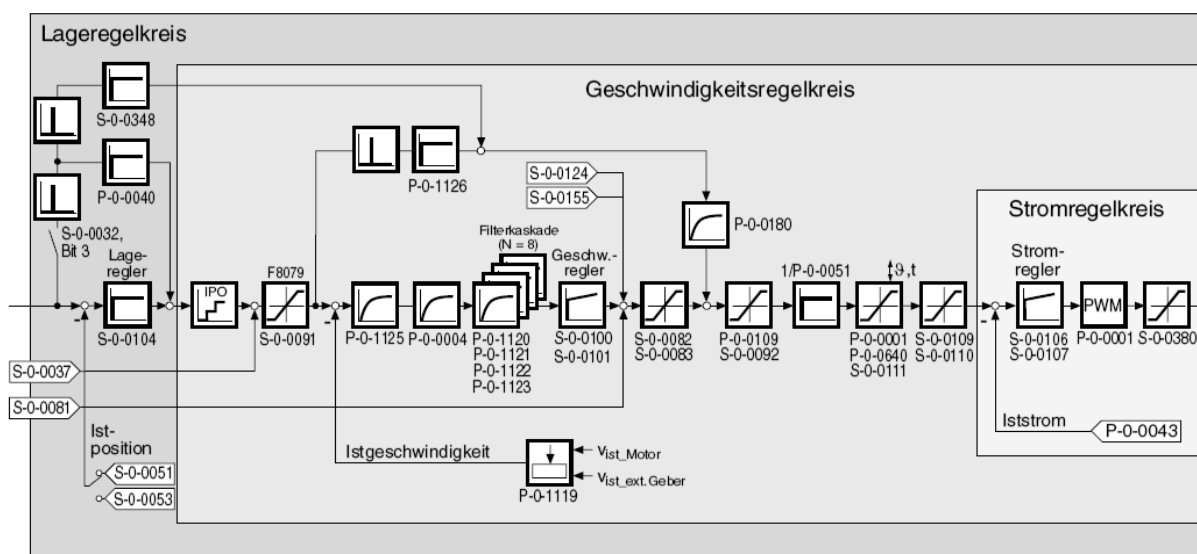


Bild 4.6: Reglerstruktur des *IndraDrive*, *HCS03.1E-W0150-A-05-NNBV* [REX01]

Für die Verwendung der Parameter zur Zustandserfassung ist die Signalqualität wichtig. Ein Faktor ist die Abtastfrequenz, mit der die Daten vorliegen. Beispielsweise gibt *Indramat* für den Servoregler die Taktungen nach Bild 4.7 an [REX01].

Performance	T_{A_Strom}	T_{A_Geschw}	T_{A_Lage}	T_{MLD}	T_{FKM}
Advanced	62,5/83,3/125	125	250	1000	500
Basic	62,5/83,3/125/250 ¹⁾	250	500	2000	500/1000
Economy	125/250 ¹⁾	500	1000	2000	2000

1): bei 2 kHz PWM

Bild 4.7: Angabe der maximal erzielbaren Reglertaktung des Servoreglers *HCS03.1E-W0150-A-05-NNBV*, angegeben in μs [Bild: REX01]

Die wesentlichen Taktungen aus Bild 4.7 sind der Stromreglertakt T_{A_Strom} , der Geschwindigkeitsreglertakt T_{A_Geschw} , der Lagereglertakt T_{A_Lage} , die Zykluszeit der SPS (*IndraMotion MLD*) T_{MLD} und die Zykluszeit der Führungskommunikation (FKM) T_{FKM} .

Die Systembeschreibung zeigt, welche Größen ohne den Einsatz zusätzlicher Sensoren in welcher Qualität auswertbar sind. Grundsätzlich lässt sich die Wirkungsweise eines Vorschubantriebs auf oberster abstrakter Ebene einfach zusammen fassen:

Wirkt ein Drehmoment auf die gegebene Mechanik entsteht eine lineare Verlagerung.

Daraus ergibt sich, dass physikalisch letztendlich nur zwei Grundgrößen auftreten:

Weg und Drehmoment

In fast allen Fällen wird eine weitere physikalische Grundgröße unbewusst in die Betrachtungen mit einbezogen: die Zeit. Diese wird fast immer als Bezugsgröße für Messungen verwendet. Implizit wird sie bei der Datenaufnahme mit erfasst. Eine Betrachtung des Einflusses der Zeit ist daher unumgänglich. Die Konsequenz dessen wird in den Kapiteln 6.2 und 8 näher erläutert.

5 Systemverhalten, Modellierung und Simulation

Nachfolgend werden die analytischen und parametrischen Modellierungen vorgestellt. Im Sinne der Zustandsüberwachung werden die Modelle auf die notwendige Detaillierung beschränkt. Mehrkörpersysteme (MKS) dienen zur Nachbildung idealer starrer Körper. Das Interesse hierbei liegt hauptsächlich in der dynamischen Analyse und führt auf gewöhnliche Gleichungssysteme mit nur wenigen Freiheitsgraden. Das vorliegende System besitzt eine gleichmäßig verteilte Masse und Steifigkeit. Die Elastizitäten sind hauptsächlich zwischen den Körpern anzunehmen. Somit eignet sich die Methode der MKS. Für die Betrachtungen wird ein Mehrmassenschwinger als Modell des dynamischen Verhaltens des Vorschubantriebs und eine Analyse der Kräfte im KGT durchgeführt. Weiter werden kinematische Zusammenhänge dargestellt.

5.1 Analytische Modellierung

Analytische bzw. parametrische Modelle werden in der Zustandsüberwachung zur Modenseparation, als zugehörige Simulationen auch nach dem Beobachterprinzip eingesetzt [IMI06]. Die Modellierung des Vorschubantriebssystems beschränkt sich hier auf die mechanischen Bauteile. Messtechnische Untersuchungen im Rahmen der Arbeit haben gezeigt, dass auf den Modellen beruhende Simulationen mit realen chaotischen Erscheinungen abgestimmt werden müssen. Deren reale chaotische Verläufe sind mit der linearen Iteration von Simulationen nicht nachbildbar. Als chaotisch wird in der Mathematik ein Systemverhalten beschrieben, das nicht rein deterministisch und auch nicht rein stochastisch ist. Der Zustandsraum des Systems unterliegt gewissen systematischen Einschränkungen. Ein Beispiel ist der Eulersche Knickfall. Bei senkrechter Belastung eines Stabs kann nicht vorhergesagt werden in welcher Richtung die Auslenkung erfolgt. Es gibt grundsätzlich jedoch nur zwei Möglichkeiten. Entsprechend können bei einer dynamischen axialen Anregung die Transversalmoden nur bestimmte Zustände einnehmen. Die Moden höherer Ordnung werden von denen niederer vorherbestimmt. Die modellbasierte Simulation stößt bei nicht vorhersagbaren zeitlichen Entwicklungen von Abnutzungserscheinungen an ihre Grenzen. In vielen Fällen bleibt nur der messtechnische Zugang.

5.1.1 Mehrkörpersimulation der Eigenfrequenzen des Systems

Ziel der Modellbildung ist es, das Gesamtverhalten des Kugelgewindetriebs mit möglichst allen Schnittstellen und Wechselwirkungen zu beschreiben. Damit sollen Aussagen über die Einwirkungen von Abnutzung auf Zustandsgrößen des Systems gemacht werden, um eine kontinuierliche zeitliche Bewertung des Kugelgewindetriebes zu ermöglichen. Die mechanischen Komponenten des Systems wurden als Mehrmassenschwinger modelliert. Die Motivation war, das in [IMI06] vorgestellte Vorgehen als Referenz für die eigenen Arbeiten zu verwenden. Nachfolgend werden die wesentlichen Schritte zur Modellerstellung und Simulation, die im Rahmen dieser Arbeit erfolgten, kurz dargestellt.

Grundlage des Vorgehens ist, mit Hilfe eines Modellabgleichs die Restlebensdauer eines Kugelgewindetriebs durch nachführende Berechnung der „aktuellen“ Restlebensdauer bzw. nominellen Lebensdauer nach Gleichung (5.1) zu bestimmen. Sie gibt die Anzahl der Umdrehungen an, die der KGT aufnehmen kann.

$$L_{10} = \left(\frac{C_a}{F_m} \right)^3 \cdot 10^6 \quad (5.1)$$

Grundsätzlich stellt sich die Frage, ob dieses Vorgehen geeignet ist. Die Betrachtungen auf Basis der Restlebensdauer zielen auf die Auslegung, d.h. auf die Dimensionierung eines *neuen* KGT ab. Der KGT hat also noch keine Verschleißmechanismen erfahren. Ein vorgeschädigtes System erfährt eine zunehmende Verdichtung der Kraftlinien an der Schadstelle (Kerbwirkung). Der Einfluss der Kerbwirkung wird durch

$$\sigma_{max} = \sigma \left(1 + 2 \frac{a}{b} \right) = \sigma \left(1 + 2 \sqrt{\frac{a}{\rho}} \right) \quad (5.2)$$

beschrieben. Wobei $2a$ die Länge und $2b$ die Breite eines elliptischen Risses ist [PIL97]. Es ist daher grundsätzlich fraglich, ob ein ständig abnutzender KGT stets in gleicher Weise betrachtet werden kann (vgl. [IMI06]).

Die Berechnung nach Gleichung (5.1) ist der Berechnung der Lebensdauer von Wälzlagern verwandt. Hier wird als nominelle Lebensdauer L_{10} die Berechnung

$$L_{10} = \left(\frac{C}{F} \right)^p \cdot 10^6 \quad p = 3 \text{ (Kugellager)} \quad p = \frac{10}{3} \text{ (Rollenlager)} \quad (5.3)$$

angegeben. Diese Modelle (5.3) gehen auf *Lundberg* und *Palmgren* zurück und können mit der Norm DIN ISO 281 [DIN281] berechnet werden. Die errechnete Lebensdauer für Kugellager kann nur erreicht werden, wenn die maximalen Drehzahlen nicht überschritten, die Schmierung einwandfrei ist und kein Fremdkörpereintrag erfolgt.

Entsprechendes gilt für Kugelgewindetriebe (vgl. DIN ISO 3408-3 [DIN3408]). Das Vorgehen kann daher die Fälle der Gewaltnutzung und der Schmierstoffkontamination nicht adressieren. Aus der Betrachtung der Gleichungen (5.1) und (5.3) geht hervor, dass KGT und Wälzlager anhand ihrer Steifigkeiten ausgelegt werden. Wesentlich für das Betriebsverhalten des KGT ist die Linearbewegung, die in der Lebensdauerbetrachtung *nicht* berücksichtigt wird.

Die Modellierung des dynamischen Verhaltens des Vorschubantriebs erfolgt gemäß dem in Bild 5.1 dargestellten Mehrmassenschwinger.

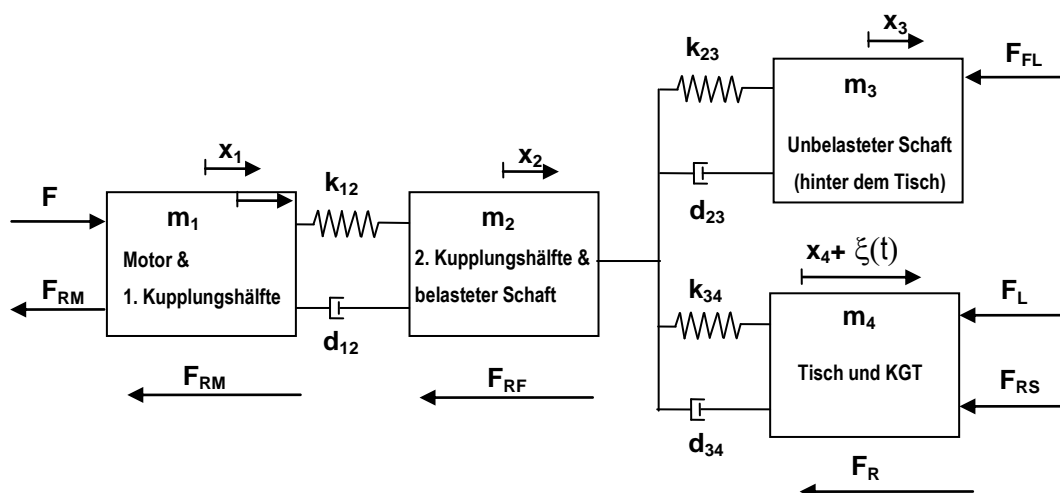


Bild 5.1: Mehrmassenschwingermodell des Vorschubantriebs

Die rotatorische Bewegung des Motors wird über das Drehmoment M in eine Kraft F umgerechnet:

$$F = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right) \cdot M \quad (5.4)$$

Das Festlager wird als ideal steif angenommen und nicht mitberücksichtigt. Das Loslager spielt für die axiale Bewegung keine Rolle. Da alle Steifigkeiten sehr hoch sind, wird nur von kleinen Schwingungen um die statische Mittellage ausgegangen. Dämpfungen des Gesamtsystems werden als schwache innere Dämpfung in das Modell integriert. Zur Vereinfachung

der im Modell dargestellten Anteile des Motors und der Kupplungsteile, müssen die rotatorisch bewegten Massen und wirkenden Drehfedern in linear bewegte Punktmassen und Zug-Druck-Federsteifigkeiten umgerechnet werden [ZIR05, HEI05]. Wie in Gleichung (5.4) können mit Hilfe der Spindelsteigung h_s und der Rotationsträgheitsmomente J_i die Ersatzmassen

$$m_i = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right)^2 \cdot J_i \quad (5.5)$$

berechnet werden. Als Ersatzfedersteifigkeiten ergeben sich:

$$k_i = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right)^2 \cdot k_{tor,i} \quad (5.6)$$

Aus dem Motorträgheitsmoment J_M und dem halben Kupplungsträgheitsmoment J_K erhält man:

$$m_1 = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right)^2 \cdot \left(J_M + \frac{J_K}{2} \right) \quad (5.7)$$

Aus der weiteren halben Kupplungsträgheit und einer Hälfte der belasteten, d. h. zwischen Motor und Spindel liegenden Gewindespindelträgheit erhält man:

$$m_2 = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right)^2 \cdot \left(\frac{J_K}{2} + \frac{J_S}{2} \right) \quad (5.8)$$

m_3 berechnet sich aus der jenseits des Tisches liegenden halben Gewindespindelträgheit:

$$m_3 = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right)^2 \cdot \frac{J_S}{2} \quad (5.9)$$

Die Masse m_4 ist die Summe der linear bewegten Masse des Tisches und der Kugelmutter:

$$m_4 = m_M + m_S \quad (5.10)$$

Die Zug-Druck-Steiifigkeiten der Kupplung errechnet sich aus ihrer Drehsteifigkeit k_{tor} zu:

$$k_{12} = \left(\frac{2\pi}{h_s} \right)^2 \cdot k_{tor} \quad (5.11)$$

Die weiteren Steifigkeiten ergeben sich aus der Gewindespindel k_S und der Mutter k_M :

$$k_{23} = k_S \quad k_{34} = k_M \quad (5.12)$$

Die Dämpfungen können mit Hilfe des Lehrschen Dämpfungsmaß D und den in Gleichung (5.7) bis (5.12) berechneten Ersatzmassen und Zug-Druck-Steifigkeiten berechnet werden:

$$d_{ij} = 2 \cdot D_{ij} \cdot \sqrt{m_j \cdot k_{ij}} \quad (5.13)$$

Zur Herleitung der Bewegungsgleichungen des in Bild 5.1 gezeigten Modells können die Methoden der technischen Mechanik, wie zum Beispiel die Newton-Euler-Gleichungen oder die Lagrangeschen Bewegungsgleichungen zweiter Art angewendet werden. Die Bewegungsgleichungen umfasst die Bewegung des Motors und der Kupplung, beschrieben durch die verallgemeinerte Koordinate x_1 . Die Bewegung der Masse m_1 wird mit der verallgemeinerten Koordinate x_1 abzüglich des auf sie wirkenden Reibmoments F_{RM} des Antriebs beschrieben. Die Bewegungen der Kupplung mit der kupplungsseitigen Gewindespindel-seite, der mutter-seitigen Gewindespindel und der Gewindemutter mit dem Schlitten werden mit den Koordinaten x_2 bis x_4 beschrieben. Auf die einzelnen Mehrkörper wirken jeweils verschiedene Reib- und Lastkräfte, die in Bild 5.1 gekennzeichnet sind. Die Federkraft $F_{k,i,i+1}$ lässt sich aus der relativen Lage der verbundenen Massen berechnen:

$$F_{k,i,i+1} = k_{i,i+1} (x_{i+1} - x_i) \quad (5.14)$$

Die Dämpfungskräfte ergeben sich aus den relativen Geschwindigkeiten der Massen:

$$F_{d,i,i+1} = d_{i,i+1} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) \quad (5.15)$$

Mit den nun rein translatorisch dargestellten Zusammenhängen zwischen den Bewegungen sowie den Kräften und Momenten können die vollständigen Bewegungsgleichungen mit Newtonschen Gleichungen aufgestellt werden:

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 = -k_{12} (x_1 - x_2) - d_{12} (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + F - F_{RM} \quad (5.16)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 = k_{12}(x_1 - x_2) + d_{12}(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - k_{23}(x_2 - x_3) - d_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_{34}(x_2 - x_4 - \xi(t)) - d_{34}(\dot{x}_2 - \dot{x}_4 - \dot{\xi}(t)) - F_R \quad (5.17)$$

$$m_3 \cdot \ddot{x}_3 = k_{23}(x_2 - x_3) + d_{23}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - F_{FL} \quad (5.18)$$

$$m_4 \cdot \ddot{x}_4 = k_{34}(x_2 - x_4 - \xi(t)) + d_{34}(\dot{x}_3 - \dot{x}_4 - \dot{\xi}(t)) - F_L - F_{RS} \quad (5.19)$$

Die linearisierten Bewegungsgleichungen dieses Systems können in Matrixschreibweise wie folgt dargestellt werden:

$$\mathbf{M} \cdot \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{P}(t) \cdot \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{Q}(t) \cdot \mathbf{x}(t) = \mathbf{h}(t) \quad (5.20)$$

\mathbf{M} ist die Massenmatrix, \mathbf{P} die der geschwindigkeitsabhängigen Kräfte und \mathbf{Q} die Matrix der lageabhängigen Kräfte. Die zeitabhängigen Erregerkräfte sind im Vektor $\mathbf{h}(t)$ wiedergegeben. Die lineare Zustandsgleichung ist nun:

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}(t) \cdot \mathbf{x}(t) + \mathbf{b}(t) \quad (5.21)$$

$$\mathbf{A}(t) = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{Q}(t) & -\mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{P}(t) \end{bmatrix} \quad \text{Systemmatrix} \quad (5.22)$$

$$\mathbf{b}(t) = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{M}^{-1} \cdot \mathbf{h}(t) \end{bmatrix} \quad \text{Erregermatrix} \quad (5.23)$$

Die Gleichungen (5.21) bis (5.23) beschreiben das System eindeutig.

Zur numerischen Berechnung der Zustandsgrößen und zur reellen Darstellung der Kraftzusammenhänge am Kugelgewindetrieb müssen die Reaktionskräfte des tribologischen Systems am Kugelgewindetrieb approximiert und berechnet werden. Dazu gehört vor allem eine genaue Annäherung der Reibkraft F_{RS} zwischen Kugelmutter und Gewindespindel, welche auf die Reibpaarungen zwischen Kugelmutter, Kugeln und Gewindespindel zurückgeht. Eine genaue Approximation ist hinsichtlich der Schadensform des langsamen Vorspannungsverlustes von Bedeutung. Weiterhin sind die Kräfte F_{RM} und F_{RF} zu definieren, welche zunächst als konstant angenommen werden, da die Reibkraft F_{RS} hauptsächlich für den Schadensausfall des Kugelgewindetriebs verantwortlich ist. Hierbei lässt sich die Reibkraft F_{RM} des Antriebs mit Hilfe der Gleichung (5.4) und dem Reibmoment M_{RM} berechnen.

5.1.2 Simulation des dynamischen Verhaltens unter Abnutzung

Der Abnutzungsgrad des Kugelgewindetriebs wird mit einem linearen Verlust der Muttersteifigkeit simuliert, d.h. die Iterationsschritte sind konstant. Für spätere vergleichende Analysen erfolgt die Darstellung als Überhöhungsfunktionen. Die Steifigkeit der Mutter wurde prozentual auf ihren Anfangswert normiert. Bild 5.2 zeigt die simulierte Eigenfrequenzverschiebung des Vorschubantriebs über einem relativen Steifigkeitsverlust der Mutter von 100 % auf 5 %.

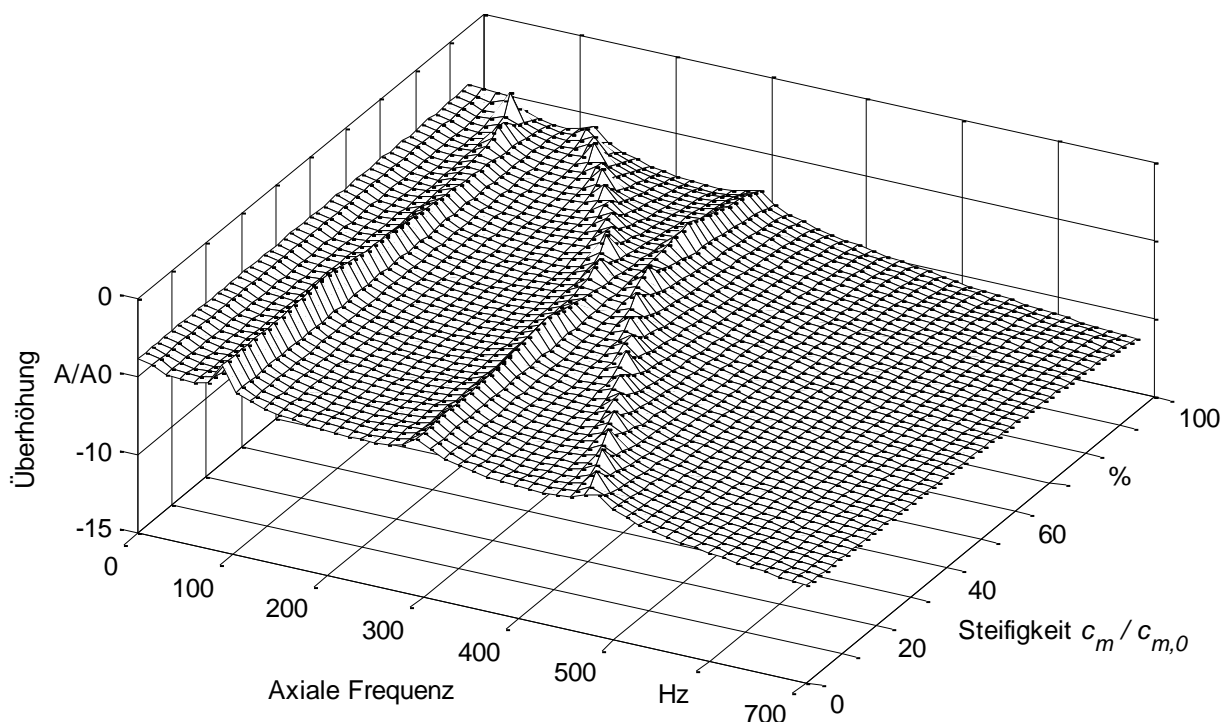


Bild 5.2: Simulierte Frequenzverläufe des Vorschubantriebs in Abhängigkeit vom Steifigkeitsverlust der Mutter

Bild 5.3 zeigt oben die Verschiebungen der Resonanzfrequenzen. Es ist zu erkennen, dass die Eigenfrequenzverschiebung bis ca. 60 % Verlust relativ unsensitiv ist. Um dies zu verdeutlichen, sind unten die Sensitivitäten nach Gleichung (5.24) dargestellt:

$$s_{kij} = \frac{dF_{kij}}{dk_{ij}} \quad (5.24)$$

Eine Diskussion dieses Ergebnisses und weiterer Ansätze erfolgt anschließend in Kapitel 5.1.3. Die praktische Bedeutung des Vorspannungsverlusts von 60 % ist getrennt zu disku-

tieren. Das Nutzungsdauerende eines KGT kann z.B. auch durch die Positionsgenauigkeit bestimmt werden. Entscheidend sind der Anwendungsfall und das jeweils frühere Eintreten.

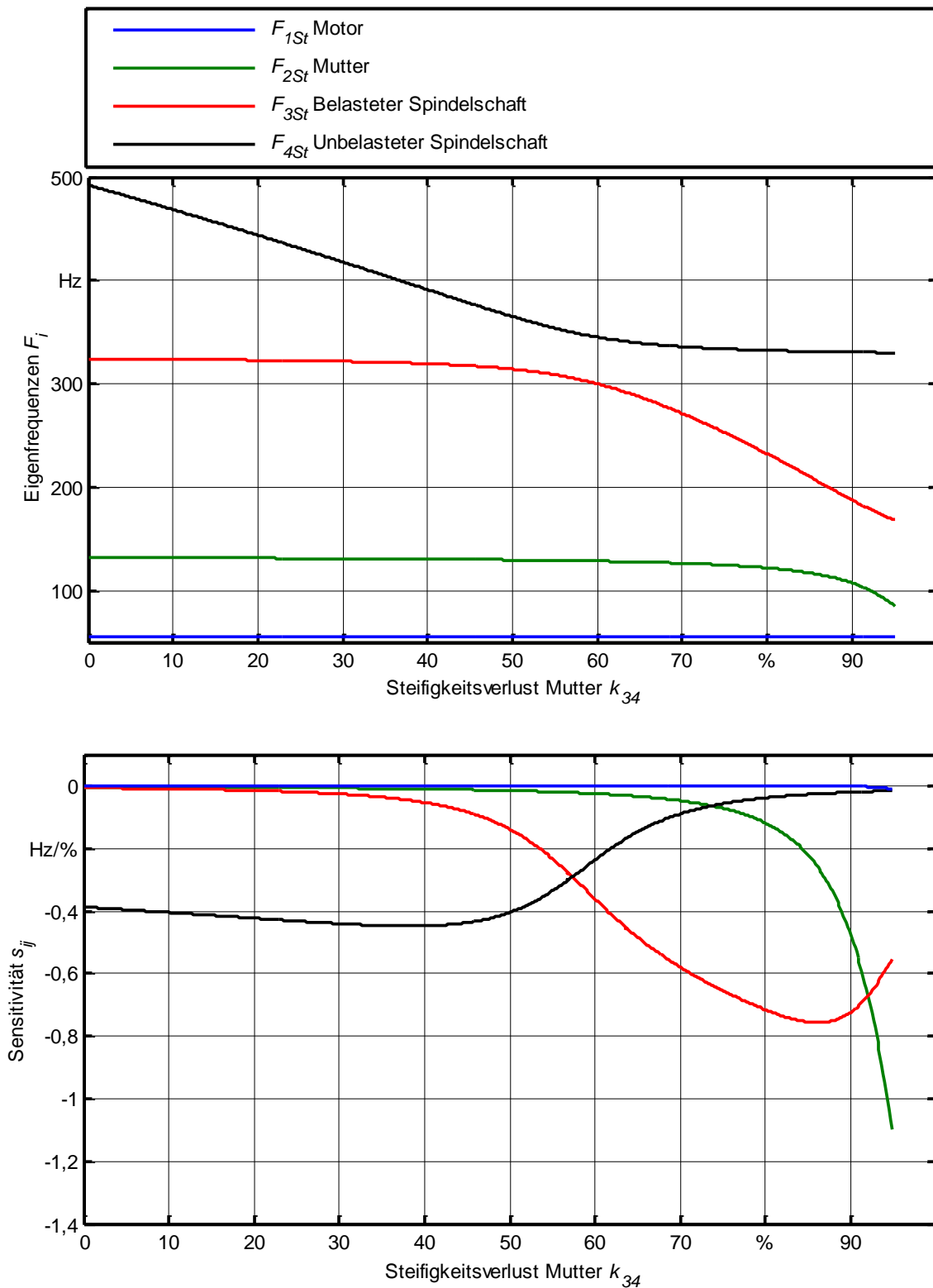


Bild 5.3: Resonanzfrequenzen abhängig vom als linear abnehmend simulierten Verlust der modellierten Steifigkeit k_{34} der Kugelmutter (oben), Sensitivität (unten)

5.1.3 Sensitivität und Robustheit des MKS-Ansatzes

Die später in Kapitel 7.1.1 genauer vorgestellte zeitbasierte Messung des Drehmoments kann für die Erfassung des Abnutzungsgrad des Kugelgewindetriebs ebenfalls genutzt werden. Merkmal der Methode ist, dass sie sich nicht auf eine Simulation stützt. Der Simulationsansatz hebt sich davon ab, indem

- die Systemgleichungen (5.20) bis (5.24) nicht geschlossen lösbar sind,
- der Abnutzungsmechanismus, d.h. der Zusammenhang von Muttersteifigkeit und Abnutzungsfortschritt hypothetisch ist,
- der einzelne Abnutzungseffekt isoliert simuliert wird,
- ein Abgleich zwischen Simulation und Messung nach dem Beobachterprinzip erforderlich ist und
- ein konstantes Wachstum des Abnutzungsfortschritts (simulativ) in Form einer konstanten Iteration angenommen wird sowie
- keine Störgrößenbeurteilung erfolgt.

Weiterhin wird für die Messung und somit für die Simulation als deren Grundlage, ein spezifischer Betriebszustand des Vorschubantriebs voraus gesetzt. In diesem Betriebszustand werden die Eigenfrequenzen des Systems angeregt und die Systemantwort, das Drehmoment wird spektral aufgezeichnet. Das hier zitierte Beispiel nach *Imiela* [IMI06] nutzt für die Messungen keinen (in irgendeiner Weise angeregten) natürlichen Abnutzungsvorgang. Vielmehr wird die Steifigkeit der Mutter durch Verspannen der Mutterhälften voreingestellt.

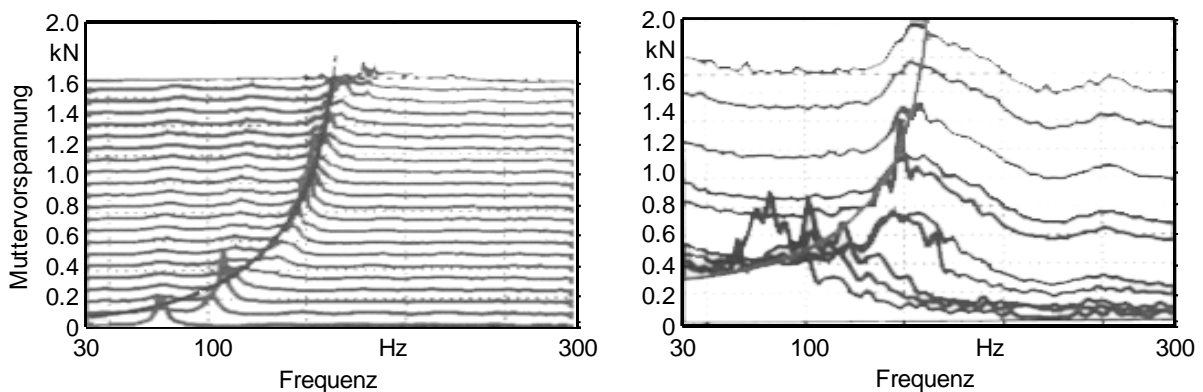


Bild 5.4: Modellerte (links) und gemessene axiale Eigenfrequenz eines Vorschubantriebs (Bild: [IMI06])

In dieser Hinsicht ist das Experiment tautologisch und geht über eine Bestätigung des generell hinlänglich bekannten Sachverhalts der Eigenfrequenzverschiebung eines dynamischen Systems aufgrund von Steifigkeitsänderungen nicht hinaus. Gleichwohl eignet sich das Beispiel nach [IMI06] zur Verdeutlichung der hier adressierten Entwicklung einer Methode zur Diagnosefindung, der Diagnostik. Es ist z.B. davon auszugehen, dass die Messungen nach [IMI06] immer an derselben Vorschubposition durchgeführt wurden. Somit kann nicht der gesamte Verfahrbereich abgedeckt werden. Bild 5.5 zeigt die simulierte Verschiebung der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Tischposition für den nach Kapitel 4 realisierten Prüfstand.

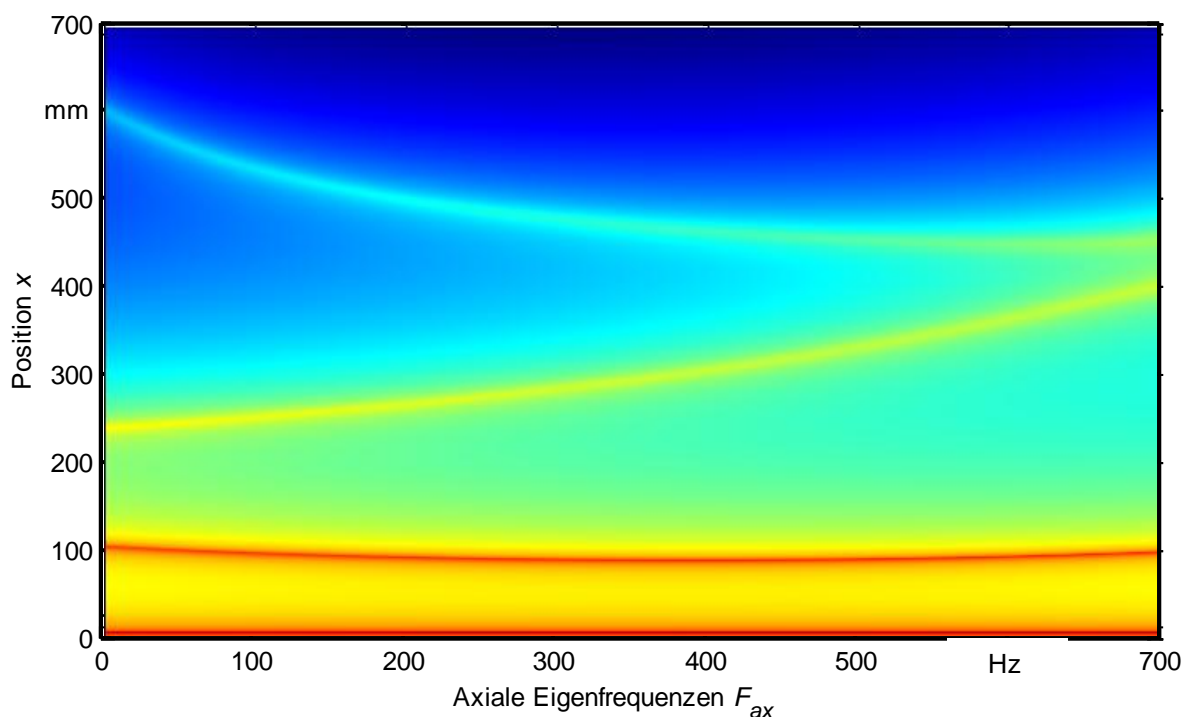


Bild 5.5: Simulierte lageabhängige Frequenzverschiebung

Die Verschiebung der axialen Eigenfrequenz wurde am Versuchstand mit einem Dynamometer gemessen. Die Ergebnisse sind in Bild 5.6 dargestellt. Für die Ermittlung des Positionseinflusses wurde die Sprungantwort des Systems bei eingeschaltetem Lageregelkreis spektral erfasst. Dazu wurde der Maschinentisch mit einer Geschwindigkeit von 10 m/min auf Positionen im Abstand von 4 mm gefahren und ruckartig gestoppt. Die Verweildauer (= Messzeit pro Frame) an den Messpunkten betrug jeweils sechs Sekunden. In Bild 5.6 sind deutlich die Verschiebungen der Eigenfrequenzen zu erkennen. Ziel der Simulation und der Messung ist hier nicht, ein quantitativ exaktes Modell zu entwickeln. Es geht vielmehr darum, zu zeigen, dass eine Empfindlichkeit gegenüber der Tischposition besteht.

Die Überlegungen beziehen sich auf die Entwurfsphase eines Überwachungs- und Diagnose-systems und zeigen, dass in frühen Entwicklungsphasen Sensitivität und Störeinflüsse abgeschätzt und somit eine Bewertung eines Ansatzes schon jetzt durchgeführt werden können.

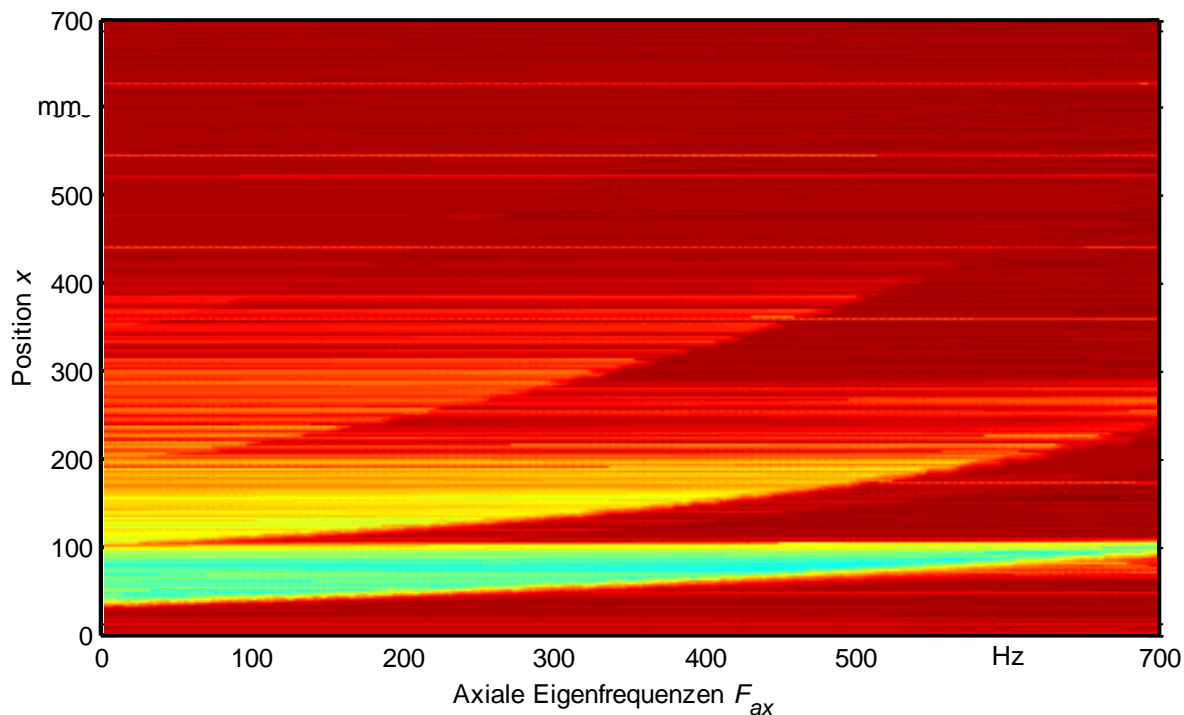


Bild 5.6: Am Prüfstand gemessene lageabhängige Frequenzverschiebung

Im Gegensatz zur ausschließlich auf der Modellierung der Mechanik beruhenden Simulation nach Gleichung (5.21) ist in den Messungen das Verhalten des Gesamtsystems abgebildet. Die erfassten Spektren entsprechen nicht den Erwartungen des rein mechanisch simulierten Systems. In ihnen ist auch der Einfluss des Reglers, des Motorverhaltens und der Leistungselektronik enthalten. Daher prägen sich die Frequenzverschiebungen nicht als diskrete Spitzen, sondern als Plateaus aus. Der Effekt ergab sich für beide Vorschubrichtungen. Dies lässt sich auf das Ausregeln der angeregten Schwingungen und auf Interferenzen zurück führen. Bild 5.7 zeigt exemplarisch verschiedene Lage-Spektren, die auch ohne explizite Berechnung erkennen lassen, dass sie wenig korrelieren. Es handelt sich also um ein nichtlineares Systemverhalten, dessen Messdaten nicht deterministische Anteile zeigen. Die umfassende, hinreichend exakte Modellierung und Simulation des Systems als Grundlage für ein ausreichend sensitives Beobachterprinzip sind daher eher unwahrscheinlich.

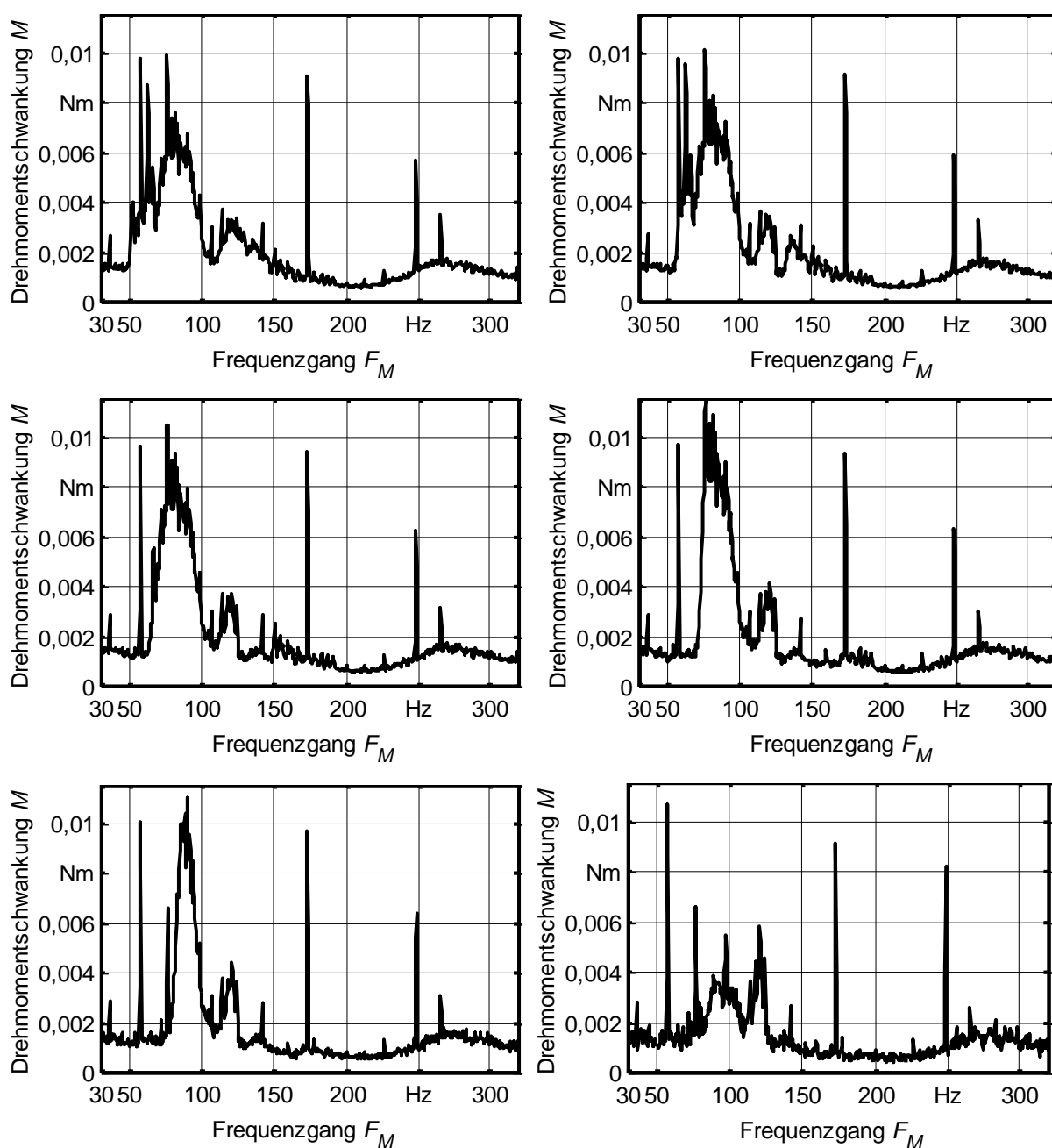


Bild 5.7: Spektren des Drehmoments für Positionen von 0 mm bis 700 mm
(Lageregelung aktiv)

In den Spektren aus Bild 5.7 ist die Schwankung des Drehmoments abgebildet. Neben der Verschiebung des dominanten Frequenzmaximums von ca. 70 Hz auf 115 Hz sind dominante Ordnungen bei 60 Hz, 120 Hz, 170 Hz und 250 Hz zu erkennen. Diese Ordnungen sind ortsunabhängig und stammen daher von den ortsfesten Bauteilen der Mechanik bzw. vom Servoregler. Weiter ist zu erkennen (Position 700 mm, unten rechts), dass eine Ordnungsfrequenz und die axiale Eigenfrequenz bei ca. 120 Hz destruktiv interferieren.

Insgesamt sind die Beträge der Amplituden sehr gering. Das Leerlaufdrehmoment des KGT liegt im Bereich von ca. 1 Nm. Der KGT hat eine Steigung von 10 mm. Die Übertragung von axialen Schwankungen auf das Drehmoment wird wesentlich von der Steigung P_h bzw. dem Steigungswinkel ϕ bestimmt. Bei angenommener geringer Reibung μ lässt sich der Übertragungsfaktor von Axialkräften auf das Drehmoment i_{Mess} gemäß Gleichung (5.25) abschätzen:

$$i_{Mess} \approx \frac{1}{i_{Kraft}} = \frac{\sin \phi}{\cos \phi} = \frac{P_h}{\pi \cdot D_{pw}} \quad (5.25)$$

Aus Bild 5.8 folgt, dass die Sensitivität der Messmethode mit zunehmender Steigung größer wird. Für Achsen mit hoher Vorschubgeschwindigkeit (große Steigung) ist sie daher besser geeignet, als für Achsen mit geringerer Steigung und höherer Genauigkeit.

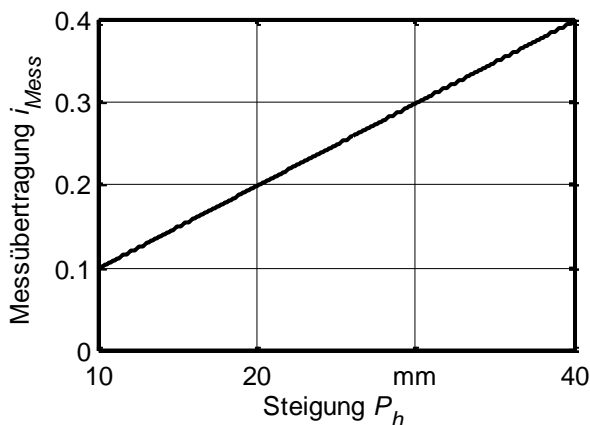


Bild 5.8: Von der Steigung abhängige relative Änderung der Messübertragung der Axialkraft auf das Drehmoment

Aus den Messungen nach Bild 5.7 lässt sich zusammenfassend schließen:

- Die Signalform ist insgesamt ungleichförmig (vgl. auch Bild 5.4, rechts).
- Die Amplitudenschwankungen sind sehr gering.
- Der messbare Effekt ist stark von der Steigung des KGT abhängig.
- Die Messungen unterliegen starken Störungen (vgl. Bild 5.4, rechts).
- Die Messung ist positionsabhängig.
- Die ortsabhängige Frequenzverschiebung überschneidet sich mit der zu erwartenden steifigkeitsabhängigen Frequenzverschiebung (vgl. Simulation, Bild 5.3).

- Eine Frequenzanregung durch Rauschen oder Gleitsinus ist im Regelbetrieb der Werkzeugmaschine nicht zu erwarten.

Für eine gesamte Erfassung müssten außerdem das Verhalten des Servomotors, die Leistungselektronik und das Reglerverhalten sowie dessen Parametrierung simuliert werden. Der verbleibende Abnutzungsvorrat kann abgeschätzt werden, indem der zu erwartende Verlauf aus den bisherigen Messwerten extrapoliert wird. Die Abschätzung hängt von der Qualität der Messdaten und der Genauigkeit der Modellierung sowie einer geeigneten Wachstumsfunktion für die Iteration ab. Fast immer iterieren Modelle in konstanten Schritten. Die reale Wachstumsfunktion kann letztendlich nur aus Felddaten experimentell gewonnen werden. Die Modellierung ist auf konstante Randbedingungen angewiesen. Dies entspricht einem experimentell für alle Messungen identischen Zustand des Vorschubantriebs. Eine Bedingung, die über der Lebensdauer der Maschine oder einen angemessenen Beobachtungszeitraum kaum einzuhalten sein wird. Die Betrachtung der Robustheit ist in Bild 5.9 dargestellt. Für die Bestimmung der Konfidenzintervalle wurde eine Vorhersagewahrscheinlichkeit von 95 % gewählt.

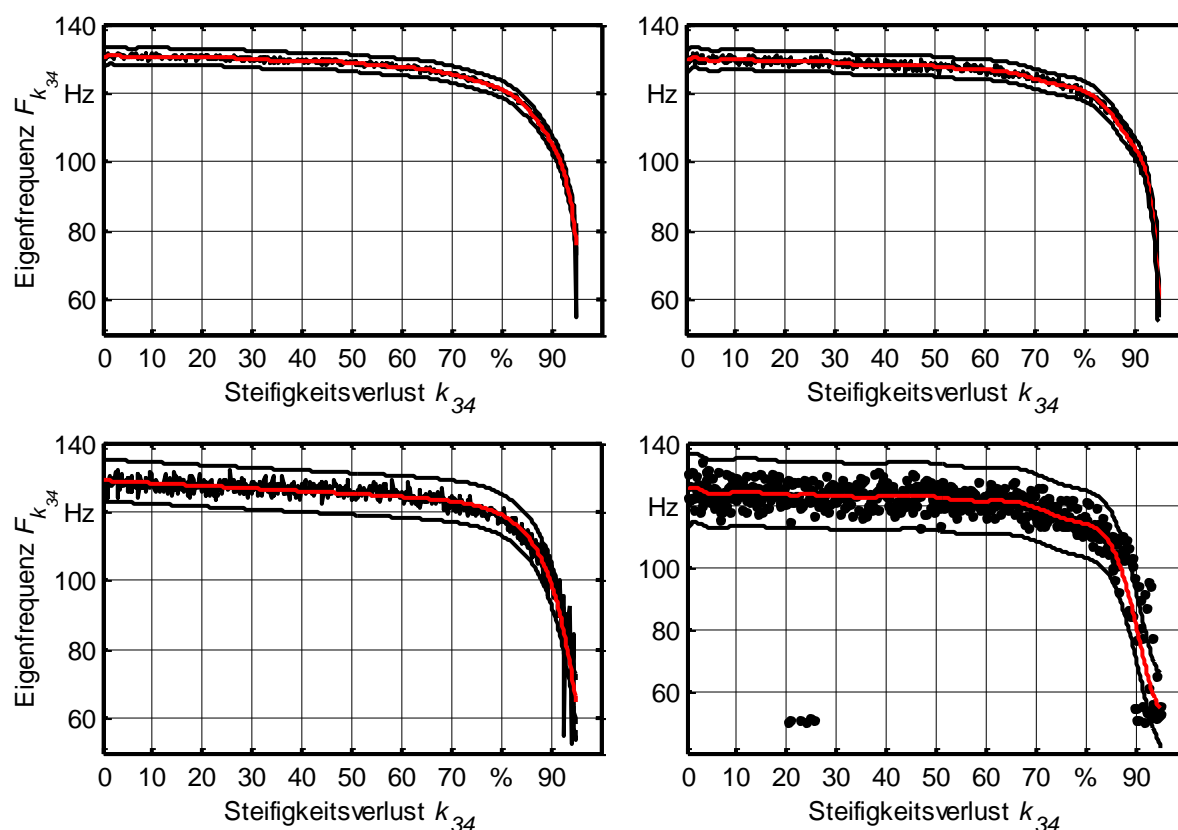


Bild 5.9: Konfidenzintervalle der simulierten Eigenfrequenzverschiebung für 0.5 %, 1 %, 2 % und 4 % Varianz der Modellparameter bei 95 % Vorhersagewahrscheinlichkeit

Die Konfidenzintervalle wurden durch eine Varianz von 0,5 % bis 4 % der im Modell eingebrachten technischen Daten des Vorschubantriebs verursacht (Monte Carlo Simulation). Es ist offensichtlich, dass bis ca. 65 % Verlust das Konfidenzintervall für eine Extrapolation zu breit ist. Anschaulich ist es nicht möglich, durch beide Intervallgrenzen eine waagrechte Linie im gewählten Eingriffspunkt zu ziehen, die beide Kurven so schneidet, dass ein genügend kleines Intervall des Steifigkeitsverlusts eingegrenzt wird. Die in Bild 5.4, rechts zitierte Darstellung des Zusammenhangs zwischen Steifigkeitsverlust und Eigenfrequenzverschiebung zeigt ebenfalls bei größer werdendem Verlust zunehmende Messungenauigkeiten. Insgesamt multiplizieren sich hier die Messungenauigkeiten, die Ungenauigkeit des Modells und addieren sich Störeinflüsse aus der Umgebung.

5.1.4 Kräfte im Kugelgewindetrieb

Eine Berechnung der Kräfte am KGT wird in [HAB98] vorgestellt. Die wichtigsten Schritte werden nachfolgend nachvollzogen. Die Kräftebilanz am Kugelgewindetrieb ist für die Berechnung und Simulation besonders interessant. Hierbei wird die aufgebrachte Axialkraft als vorgegebene Randbedingung betrachtet, aus der sich Kraftgrößen, wie Normal-, Reib- und Umfangskräfte, sowie die Übersetzung und der Wirkungsgrad berechnen lassen. Die wichtigsten Beziehungen zeigt Bild 5.10.

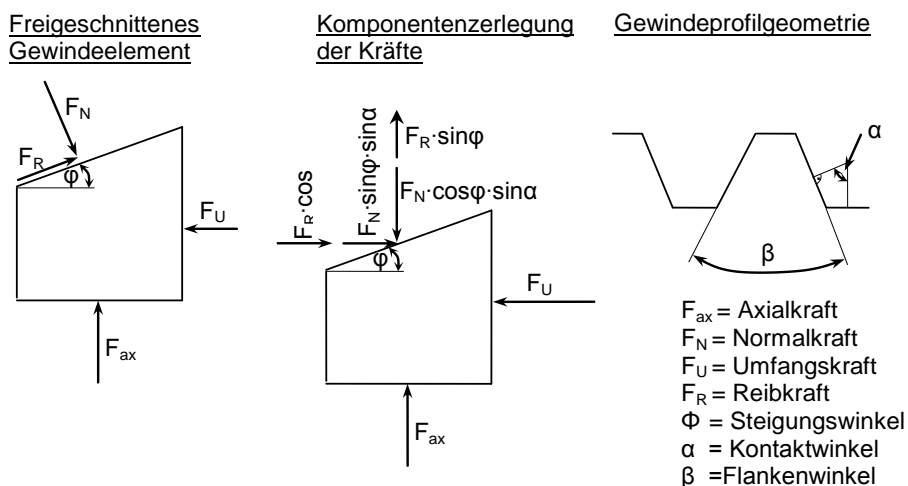


Bild 5.10: Kräfte am Kugelgewindetrieb ([HAB98])

Das Coulombsche Gesetz mit dem Kräftegleichgewicht in axialer Richtung ergibt die Normalkraft auf die Gewindeflanke. Die Reibkraft ist zur Normalkraft proportional:

$$F_N = \frac{F_{ax}}{\cos \phi \cdot \sin \alpha - \mu \cdot \sin \phi} \quad (5.26)$$

$$F_R = \mu \cdot F_N = \frac{\mu \cdot F_{ax}}{\cos \phi \cdot \sin \alpha - \mu \cdot \sin \phi} \quad (5.27)$$

Die Umfangskraft ist:

$$F_U = \frac{F_{ax} (\mu \cdot \cos \phi \cdot \sin \phi - \mu \cdot \sin \phi)}{\mu \cdot \cos \phi + \sin \phi \cdot \sin \alpha} \quad (5.28)$$

Die Kraftübersetzung durch den Gewindetrieb ist:

$$i_{Kraft} = \frac{F_{ax}}{F_U} = \frac{\cos \phi \cdot \sin \alpha - \mu \cdot \sin \phi}{\mu \cdot \cos \phi + \sin \phi \cdot \sin \alpha} \quad (5.29)$$

Der Umfangskraftanteil, der zur Aufnahme der axialen Kraft erforderlich ist, berechnet sich ohne Reibung gemäß:

$$F_{uL} = F_{ax} \cdot \tan \alpha \quad (5.30)$$

Die Kraftübersetzung ist:

$$i_{Kraft} = \frac{\cos \phi}{\sin \phi} = \tan \phi \quad (5.31)$$

Die Übersetzung des KGT ist:

$$i_{Weg} = i_{Geschw} = \frac{1}{i_{Kraft}} = \cot \phi \quad (5.32)$$

Die axiale Lastkraft wird durch einen Anteil des Antriebsmoments, dem sogenannten Lastmoment M_L aufgebracht.

$$M_L = F_{uL} \frac{d_{Berühr}}{2} \quad (5.33)$$

Mit der Gewindesteigung

$$p_h = \tan \phi \cdot d_{Berühr} \cdot \pi \quad (5.34)$$

ergibt sich das Lastmoment durch die axiale Lastkraft:

$$M_L = \frac{F_{ax} \cdot p_h}{2 \cdot \pi} \quad (5.35)$$

In [HAB98] wird außerdem der Wirkungsgrad des KGT definiert:

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{M_L}{M_{ges}} = \frac{F_{uL} \cdot \frac{d}{2}}{F_u \cdot \frac{d}{2}} = \frac{F_{uL}}{F_u} = \frac{\sin \phi (\cos \phi \cdot \sin \alpha - \mu \cdot \sin \phi)}{\cos \phi (\mu \cdot \cos \phi + \sin \phi \cdot \sin \alpha)} \quad (5.36)$$

6 Systemverhalten und Modenseparation

Dieses Kapitel zeigt die Beschreibung des Systemverhaltens einzelner Bauteile unter der Zielsetzung, geeignete Parameter für das Separieren bauteilspezifischer Signalanteile zu gewinnen. Die relevanten Betriebsmoden der Bauteile ergeben sich aus der Analyse ihrer Kinematik. Das Vorgehen für Wälzlager ist aus der Literatur hinreichend bekannt. Die ersten Arbeiten wurden von Arvid Palmgren [PAL24, PAL50] bereits im Jahr 1924 vorgestellt. Es wird hier auf den Kugelgewindetrieb und die Linearführung übertragen.

6.1 Kinematik des Kugelgewindetriebs

Auf Basis des Kräfte Modells kann eine messtechnische Untersuchung des Verhaltens des KGT erfolgen. Zunächst müssen durch Expertenwissen Filterkriterien definiert werden. Dies erfolgt durch die Untersuchung des kinematischen Verhaltens des KGT, der Führungswagen und der Wälzlager. Für die Herleitung der charakteristischen Frequenzen des Kugelgewindetriebs wurden folgende Voraussetzungen angenommen:

- Die Kugeln rollen nicht ideal.
- Es tritt Gleitreibung auf.
- Die Kugeln können Bohrbewegungen ausführen.
- Die Herleitung erfolgt im räumlichen Koordinatensystem.
- Einige geometrische Gegebenheiten werden approximiert.
- Einige Gleichungen werden numerisch gelöst.

Das nicht ideale Rollen ist darauf zurück zu führen, dass die Kugel auf zwei Bahnen geführt wird. Die Bahnen in der Kugelmutter und im Spindelschaft unterscheiden sich als ineinander greifende Spiralen in ihrer Geometrie dahingehend, dass sie nicht parallel sind. Die Folge ist, dass die Tangentialflächen der Berührungspunkte in der Mutter und in der Spindel auch nicht parallel sind. Mit Hilfe eines Geschwindigkeitsdiagramms am Wälzkörper kann die Kinematik beschrieben werden. Dabei werden zwei Fälle betrachtet und ineinander überführt (Bild 6.1). Zunächst wird angenommen, dass der Momentanpol in Punkt A, d.h. dem Berührungspunkt mit der Spindel, im zweiten Fall in Punkt B, dem Berührungspunkt mit der Mutter liegt.

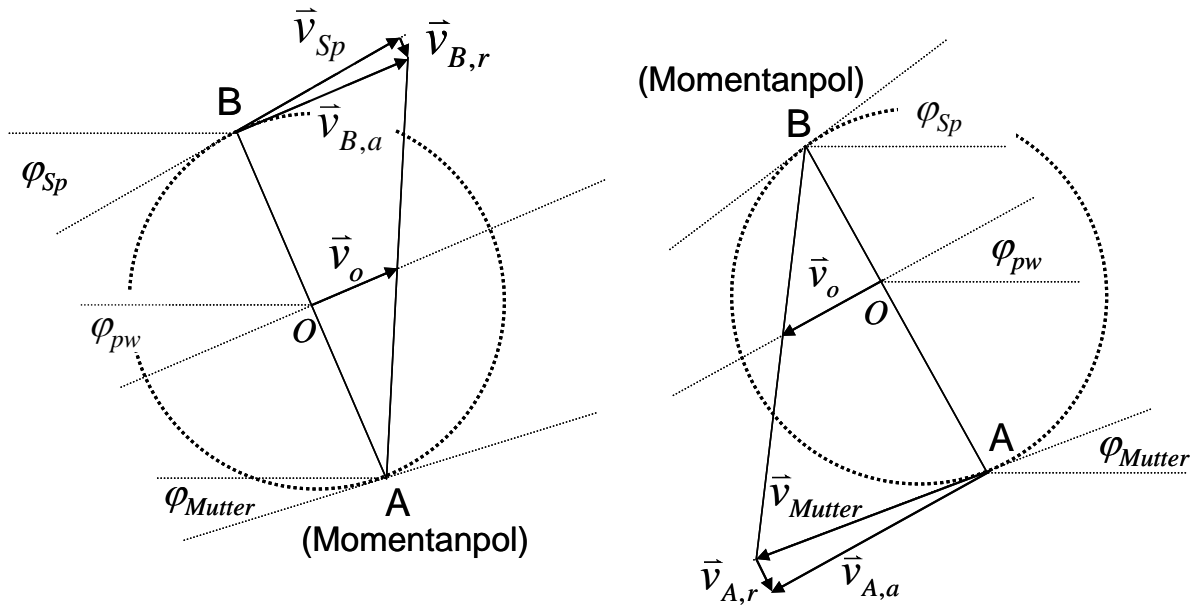


Bild 6.1: Geschwindigkeitsdiagramm am Rollkreis. Fallunterscheidung für die Lage des Momentanpols auf der Spindel (links) bzw. in der Kugelmutter (rechts)

Der Steigungswinkel des KGT φ_{pw} ist:

$$\varphi_{pw} = \arctan\left(\frac{P_h}{\pi \cdot D_{pw}}\right) \quad (6.1)$$

Die Trajektorie des Rollwegs der Kugel in der Mutter, hat die Länge $l_{pw, Nut}$:

$$l_{pw, Nut} = \sqrt{(D_{pw} + D_w \cdot \cos \alpha)^2 + (D_w \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_{pw})^2} \quad (6.2)$$

Für den Schaft des KGT gilt entsprechend die Länge $l_{pw, Sp}$:

$$l_{pw, Sp} = \sqrt{(D_{pw} - D_w \cdot \cos \alpha)^2 + (D_w \cdot \sin \alpha \cdot \sin \varphi_{pw})^2} \quad (6.3)$$

Die Anwendung des Strahlensatzes auf das Geschwindigkeitsdiagramm aus Bild 6.1 liefert:

$$\frac{|\vec{v}_o|}{|\vec{v}_{B,a}|} = \frac{1}{2} \quad (6.4)$$

Die Geschwindigkeiten im Mittelpunkt der Kugel \vec{v}_o und im Berührungspunkt mit der Spindel

$\vec{v}_{B,a}$ sind:

$$\vec{v}_O = k \cdot \begin{pmatrix} D_{pw} \cdot \pi \\ P_h \\ 0 \end{pmatrix} \text{ und } \vec{v}_{B,a} = 2k \cdot \begin{pmatrix} D_{pw} \cdot \pi \\ P_h \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6.5)$$

k repräsentiert die Einflüsse der Geometrie und der Reibung. Im Berührungspunkt B von Kugel und Spindelschaft bewegt sich die Oberfläche in Abhängigkeit von der Drehfrequenz des Antriebs f_{Sp} mit dem tangentialen Geschwindigkeitsvektor \vec{v}_{Sp} :

$$\vec{v}_{Sp} = f_{Sp} \cdot \begin{pmatrix} D_{Sp} \cdot \pi \\ P_h \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6.6)$$

Die Berührungspunkte haben wegen der Geometrie des KGT unterschiedliche Kontaktwinkel α . Daraus folgt, dass \vec{v}_B und \vec{v}_{Sp} nicht zusammenfallen. Das bedeutet, dass die Kugel nicht ideal rollt. Die Ausgleichsbewegung wird durch den Vektor $\vec{v}_{B,r}$ repräsentiert:

$$\vec{v}_{B,r} = \vec{v}_{B,a} - \vec{v}_{Sp} \quad (6.7)$$

Als gleitende Bewegung hängt der Betrag von $\vec{v}_{B,r}$ von der Reibung ab.

Die Steigung der inneren Helix unterscheidet sich von der äußeren. Dies rührt daher, dass bei jeweils gleicher Steigung P_h der innere Durchmesser der Spindel kleiner als der in der Mutter ist. Auf der Spindel ist der Steigungswinkel φ_{Sp} größer als der Winkel φ_{Nut} in der Mutter. Der Steigungswinkel φ_{pw} des Kugelmittelpunkts liegt dazwischen:

$$\varphi_{Nut} < \varphi_{pw} < \varphi_{Sp} \quad (6.8)$$

Dies führt zu einer ausgleichenden Bohrbewegung ω_φ der Kugel. Die Kugel „kippt“ während des Rollens stetig nach außen. Diese Bewegung ist ungefähr senkrecht zu ihrer Hauptbewegungsrichtung. Bild 6.1 zeigt die Ansicht der die Spindel und Mutter tangierenden Kugel, in der seitlichen Lage. Es gilt die Annahme, dass die Kugel ein instabiles Gleichgewicht einnimmt. Im ersten Fall rollt die Kugel ideal in der Kugelmutter, wobei Gleiten nur auf dem Spindelschaft auftritt, der Momentanpol liegt auf der Bahn in der Kugelmutter (im Bild links). Im zweiten Fall findet ideales Rollen auf dem Spindelschaft statt, der Momentanpol liegt auf

der Bahn im Spindelschaft (rechts). Zunächst wird der links dargestellte Fall betrachtet. Das Kippen um ω_ϕ verursacht die Gleitbewegung $\vec{v}_{B,r}$. Der Betrag von $\vec{v}_{B,r}$ ist:

$$|\vec{v}_{B,r}| = |\vec{v}_{Sp}| \cdot \sin(\varphi_{Sp} - \varphi_{pw}) = f_{Sp} \cdot \sqrt{(D_{Sp} \cdot \pi)^2 + P_h^2} \cdot \sin(\varphi_{Sp} - \varphi_{pw}) \quad (6.9)$$

Die Geschwindigkeit des Kugelmittelpunkts beträgt nun:

$$|\vec{v}_{B,o}| = \frac{1}{2} \cdot f_{Sp} \cdot \sqrt{(D_{Sp} \cdot \pi)^2 + P_h^2} \cdot \cos(\varphi_{Sp} - \varphi_{pw}) \quad (6.10)$$

Im zweiten Fall (Bild 6.1, rechts) ist der Geschwindigkeitsvektor \vec{v}_{Mutter} (Kugelmutter) bei gegebener Drehfrequenz der Kugelmutter f_{Mutter} :

$$\vec{v}_{Mutter} = f_{Mutter} \cdot \begin{pmatrix} D_{Mutter} \cdot \pi \\ P_h \\ 0 \end{pmatrix} \quad (6.11)$$

Bei gegebenem Vorschub sind die jeweiligen Drehgeschwindigkeiten gleich:

$$f_{Mutter} = f_{Sp} \quad (6.12)$$

Damit lässt sich der Betrag der Gleitgeschwindigkeit $\vec{v}_{A,r}$ in der Kugelmutter im Punkt A berechnen:

$$|\vec{v}_{A,r}| = f_{Sp} \cdot \sqrt{(D_{Mutter} \cdot \pi)^2 + P_h^2} \cdot \sin(\varphi_{pw} - \varphi_{Mutter}) \quad (6.13)$$

Die Geschwindigkeit des Kugelmittelpunkts beträgt somit:

$$|\vec{v}_{A,o}| = f_{Sp} \cdot \left(\sqrt{(D_{pw} \cdot \pi)^2 + P_h^2} - \frac{1}{2} \cdot \sqrt{(D_{Mutter} \cdot \pi)^2 + P_h^2} \cdot \cos(\varphi_{pw} - \varphi_{Mutter}) \right) \quad (6.14)$$

Tatsächlich kann der Momentanpol wegen des nicht idealen Rollens weder in Punkt A noch in Punkt B liegen. Der mögliche Geschwindigkeitsbetrag des Kugelmittelpunkts wird von den berechneten Geschwindigkeiten $|\vec{v}_{A,o}|$ und $|\vec{v}_{B,o}|$ beschränkt:

$$|\vec{v}_{A,o}| \leq |\vec{v}_0| \leq |\vec{v}_{B,o}| \quad (6.15)$$

Um die Geschwindigkeit des Kugelmittelpunkts genauer zu bestimmen wird nun der Einfluss der Reibung mit in Betracht gezogen. Es wird angenommen, dass die Beträge der Gleitgeschwindigkeiten $\vec{v}_{A,r}$ und $\vec{v}_{B,r}$ zur Reibung und zueinander proportional sind. D.h. in dem Maße wie sich das Gleiten im einen Berührungspunkt erhöht, verringert es sich im anderen:

$$\frac{F_{fr,A}}{F_{fr,B}} = \frac{\mu_A}{\mu_B} = \frac{|\vec{v}_{B,r}|}{|\vec{v}_{A,r}|} \quad (6.16)$$

Während der Bewegung wird sich ein Gleichgewicht zwischen den beiden Extremen einstellen. Im Mittel ergibt sich dann die tatsächliche Bewegungsgeschwindigkeit des Kugelmittelpunkts. Liegen keine Reibungskräfte im betrachteten Punkt vor, ist die Geschwindigkeit null. Für beide Gleitgeschwindigkeiten lassen sich die Grenzbedingungen formulieren:

$$0 \leq |\vec{v}_{A,r}| \leq f_{Sp} \cdot \sqrt{(D_{Mutter} \cdot \pi)^2 + P_h^2} \cdot \sin(\varphi_{pw} - \varphi_{Mutter}) \left\{ = |\vec{v}_{A,r}|_{\max} \right\} \quad (6.17)$$

$$0 \leq |\vec{v}_{B,r}| \leq f_{Sp} \cdot \sqrt{(D_{Mutter} \cdot \pi)^2 + P_h^2} \cdot \sin(\varphi_{Sp} - \varphi_{pw}) \left\{ = |\vec{v}_{B,r}|_{\max} \right\} \quad (6.18)$$

Die Beträge der Geschwindigkeiten hängen von den Reibungskräften ab. Nimmt man, wie erwähnt, weiterhin an, dass sich eine Verteilung zwischen den beiden Extrema einstellt und berücksichtigt außerdem die kinematisch möglichen Grenzen, kann für die Beträge der Geschwindigkeiten folgender Zusammenhang formuliert werden:

$$\frac{|\vec{v}_{A,r}|}{|\vec{v}_{A,r}|_{\max}} = \frac{|\vec{v}_{B,r}|_{\max} - |\vec{v}_{B,r}|}{|\vec{v}_{B,r}|_{\max}} = \frac{|\vec{v}_{B,r}|_{\max}}{|\vec{v}_{B,r}|} = k \quad (6.19)$$

Gleichung (6.19) drückt aus, dass bei größerer Reibung in einem der Punkte die Gleitgeschwindigkeit abnimmt, im anderen Punkt innerhalb der kinematisch möglichen Grenzen proportional zunimmt. Um die Reibungskräfte in den Kontaktpunkten zu bestimmen, müssen die jeweiligen Normalkräfte betrachtet werden. Bei Bewegung des KGT und durch die Vorspannung entsteht die Normalkraft F_N . Sie berechnet sich als Anteil der Axialkraft F_{axial} unter Berücksichtigung des Steigungswinkels φ :

$$F_N = \frac{F_{axial}}{\cos \varphi} \quad (6.20)$$

In Punkt A, dem Auflagepunkt in der Mutter, beträgt sie:

$$F_{fr,A} = \frac{\mu_{Mutter} \cdot F_{axial}}{\cos \varphi_{Mutter}} = \mu_{Mutter} \cdot F_{axial} \cdot \frac{\sqrt{(D_{Mutter} \cdot \pi)^2 + P_h^2}}{D_{Mutter} \cdot \pi} \quad (6.21)$$

Unter der Annahme, dass Proportionalität der Gleitgeschwindigkeiten und der Normalkräfte gegeben ist, kann eine Gleichgewichtsbedingung für die Normalkräfte analog zu Gleichung (6.19) formuliert werden. Sie ergibt sich durch Einsetzen der Reibungskräfte:

$$k = \frac{\frac{(D_{Sp} \cdot \pi)^2 + P_h^2}{D_{Sp} \cdot \pi} \cdot \mu_{Sp} \cdot \sin(\varphi_{Sp} - \varphi_{pw})}{\frac{(D_{Sp} \cdot \pi)^2 + P_h^2}{D_{Sp} \cdot \pi} \cdot \mu_{Sp} \cdot \sin(\varphi_{Sp} - \varphi_{pw}) + \frac{(D_{Mut.} \cdot \pi)^2 + P_h^2}{D_{Mut.} \cdot \pi} \cdot \mu_{Mut.} \cdot \sin(\varphi_{pw} - \varphi_{Mu}} \quad (6.22)$$

Das System wird das Mittel zwischen den beschriebenen Zuständen anstreben. Für die Bewegungsvektoren bedeutet dies, dass sie ähnliche Winkel einnehmen werden:

$$\varphi_{Sp} - \varphi_{pw} \approx \varphi_{pw} - \varphi_{Mutter} \quad (6.23)$$

Mit dieser Beziehung kann Gleichung (6.22) vereinfacht werden:

$$k = \frac{\frac{(D_{Sp} \cdot \pi)^2 + P_h^2}{D_{Sp} \cdot \pi} \cdot \mu_{Sp}}{\frac{(D_{Sp} \cdot \pi)^2 + P_h^2}{D_{Sp} \cdot \pi} \cdot \mu_{Sp} + \frac{(D_{Mutter} \cdot \pi)^2 + P_h^2}{D_{Mutter} \cdot \pi} \cdot \mu_{Mutter}} \quad (6.24)$$

Somit ergibt sich als Geschwindigkeit des Kugelmittelpunkts:

$$|\vec{v}_O| = \frac{1}{2} \cdot |\vec{v}_{A,a}| \cdot k + \frac{1}{2} \cdot |\vec{v}_{B,a}| \cdot (1-k) \quad (6.25)$$

Um die charakteristischen Frequenzen des KGT zu bestimmen, muss im nächsten Schritt die Anzahl der möglichen Kugeln bzw. die Häufigkeit ihrer Abfolge auf der Laufbahn berechnet werden. Bild 6.2 zeigt die abgerollte Bahn des Kugelmittelpunkts als Ausschnitt einer Ellipse (links) und die Projektion in axialer z-Richtung mit überdeckenden Kugeln (rechts).

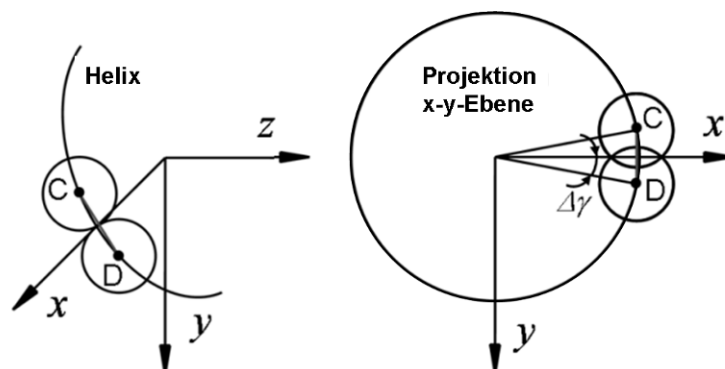


Bild 6.2: Darstellung der Bewegungsbahn des Kugelmittelpunkts als Ellipsenausschnitt (links) und als Projektion in die x-y-Ebene (rechts)

Die Helix der Kugelmittelpunktsbahn lässt sich mathematisch wie folgt beschreiben:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{D_{pw}}{2} \cdot \cos \gamma \\ \frac{D_{pw}}{2} \cdot \sin \gamma \\ \frac{P_h}{2\pi} \cdot \gamma \end{pmatrix} \quad (6.26)$$

In Bild 6.2 ist $\Delta\gamma$ das halbe Winkelsegment, das von der Distanz zweier Kugelmittelpunkte überdeckt wird. Die Koordinaten des ersten Kugelmittelpunkts sind:

$$\begin{pmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{D_{pw}}{2} \cdot \cos(-\Delta\gamma) \\ \frac{D_{pw}}{2} \cdot \sin(-\Delta\gamma) \\ \frac{P_h}{2\pi} \cdot (-\Delta\gamma) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{D_{pw}}{2} \cdot \cos \Delta\gamma \\ -\frac{D_{pw}}{2} \cdot \sin \Delta\gamma \\ -\frac{P_h}{2\pi} \cdot \Delta\gamma \end{pmatrix} \quad (6.27)$$

Die Koordinaten des zweiten Kugelmittelpunkts sind bezüglich der eingezeichneten x-Achse symmetrisch:

$$\begin{pmatrix} x_C \\ y_C \\ z_C \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_D \\ -y_D \\ -z_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{D_{pw}}{2} \cdot \cos \Delta\gamma \\ \frac{D_{pw}}{2} \cdot \sin \Delta\gamma \\ \frac{P_h}{2\pi} \cdot \Delta\gamma \end{pmatrix} \quad (6.28)$$

Der räumliche Abstand der Kugeln ist gleich dem ihres Durchmessers D_{pw} . Der Abstand der benachbarten Kugeln im Raum ist:

$$\sqrt{(x_C - x_D)^2 + (y_C - y_D)^2 + (z_C - z_D)^2} = D_{pw} \quad (6.29)$$

Setzt man die Beziehungen (6.27) und (6.28) in (6.29) ein, lässt sich der Abstand berechnen:

$$\sqrt{\left(D_{pw} \sin \Delta\gamma\right)^2 + \left(\frac{P_h}{\pi} \cdot \Delta\gamma\right)^2} = D_{pw} \quad (6.30)$$

Die geschlossene analytische Lösung von Gleichung (6.30) ist schwer zu finden. $\Delta\gamma$ kann durch numerische Verfahren berechnet werden. Es gibt eine Näherungslösung, wenn die Länge des von zwei Kugelmittelpunkten überdeckten Abschnitts der Trajektorie CD in Bild 6.2, links durch $D_w \cdot \cos \varphi_{pw}$ als Gerade approximiert wird. Gemäß Bild 6.2 passen auf die in der Helix zur Verfügung stehende Bahn die Anzahl z der Kugeln:

$$z = \frac{2\pi}{2 \cdot \Delta\gamma} = \frac{\pi}{\Delta\gamma} \quad (6.31)$$

Vereinfachend kann zwischen den Mittelpunktsabständen die elliptische Bahn linear extrapoliert werden. Der Abstand l_{CD} beträgt also näherungsweise:

$$l_{CD} \approx D_w \cdot \cos \varphi_{pw} \quad (6.32)$$

Für $\Delta\gamma$ ergibt sich:

$$\Delta\gamma = \arcsin\left(\frac{D_w \cdot \cos \varphi_{pw}}{D_{pw}}\right) = \arcsin\left(\frac{D_w \cdot \pi}{\sqrt{(D_{pw} \cdot \pi)^2 + P_h^2}}\right) \quad (6.33)$$

Die Zeit, die die Kugel benötigt, um auf der spiralförmigen Bahn ihre ursprüngliche Winkel-lage relativ zur feststehenden Mutter (oder Spindel), axial um die Steigung P_h versetzt, wieder zu erreichen t_{circ} :

$$t_{circ} = \frac{l_{pw}}{|\vec{v}_O|} = \frac{\sqrt{(D_{pw} \cdot \pi)^2 + P_h^2}}{|\vec{v}_O|} \quad (6.34)$$

Tritt eine lokale Schädigung einer der Komponenten auf, wird sie periodisch überrollt. Dies regt Kräfte an, die die Eigenfrequenzen der Struktur mit der Erregerfrequenz anregen. Im vorliegenden Fall können die Erregerfrequenzen, die durch die Kugeln beim Überrollen eines lokalen Schadens auf der Spindel, in der Mutter oder bei ihrem Durchlaufen der Umlenkungen hervorgerufen werden, berechnet werden.

Eine Schadstelle in der Kugelmutter wird mit der Frequenz f_{Mutter} überrollt:

$$f_{Mutter} = \frac{z}{t_{circ}} = \frac{\pi \cdot |\vec{v}_O|}{\Delta\gamma \cdot \sqrt{(D_{pw} \cdot \pi)^2 + P_h^2}} \quad (6.35)$$

Für den Spindelschaft gilt entsprechend:

$$f_{Schaft} = (f_{sp} - f_{circ}) \cdot z = \left(f_{sp} - \frac{1}{t_{circ}} \right) \cdot \frac{\pi}{\Delta\gamma} \quad (6.36)$$

Um dem Verhalten eines KGT als Lineargetriebe zur Wandlung einer Rotations- in eine Linearbewegung gerecht zu werden, soll abschließend in Bewegungsrichtung der Abstand zwischen zwei Ereignissen berechnet werden. Die Distanz Δx_{Mutter} beträgt für die Kugelmutter:

$$\Delta x_{Mutter} = \frac{f_{sp} \cdot P_h}{f_{Nut}} \quad (6.37)$$

Für den Schaft gilt die Distanz Δx_{Schaft} :

$$\Delta x_{Schaft} = \frac{f_{sp} \cdot P_h}{f_{inside}} \quad (6.38)$$

Die Gleichungen (6.37) und (6.38) drücken die Ereignisse zeitunabhängig aus. Sie hängen nicht von der Drehfrequenz des Antriebs ab. Die Gleichungen zeigen, dass sich die Dimension der Zeit herauskürzt. Δx_{Mutter} und Δx_{Schaft} hängen somit ausschließlich von der invarianten Geometrie des KGT ab. Dieser Ansatz wird für die Bestimmung des Zustands des Vorschubantriebs in Kapitel 8 aufgegriffen.

Die Rotationsfrequenz der Kugeln ergibt sich aus dem Abrollen auf dem bewegten Bauteil. Im Fall einer drehenden Spindel ist der Rollweg l_{Schaft} pro Umdrehung bzw. pro Steigung P_h :

$$l_{\text{Schaft}} = \sqrt{\left(\pi \cdot (D_{pw} - D_w \cdot \sin \alpha)\right)^2 + P_h^2} \quad (6.39)$$

Mit dem Rollkreisdurchmesser D_{roll} der Kugel

$$D_{roll} = D_w \cdot \cos \alpha \quad (6.40)$$

ergeben sich die charakteristische Frequenz f_{Schaft} bzw. die *Charakteristische Auflösung* z_{Schaft} :

$$f_{\text{Schaft}} = f_{sp} \cdot \frac{l_{\text{Schaft}}}{D_w \cdot \cos \alpha} = f_{sp} \cdot \frac{\sqrt{\left(\pi \cdot (D_{pw} - D_w \cdot \sin \alpha)\right)^2 + P_h^2}}{D_w \cdot \cos \alpha} \quad (6.41)$$

$$z_{\text{Schaft}} = \frac{1}{P_h} \cdot \frac{l_{\text{Schaft}}}{D_w \cdot \cos \alpha} = \frac{\sqrt{\left(D_{pw} - D_w \cdot \sin \alpha\right)^2 + P_h^2}}{P_h \cdot D_w \cdot \cos \alpha} \quad (6.42)$$

Wichtig ist, dass im Gegensatz zum klassischen Vorgehen z.B. bei der Lagerdiagnose, mit der Zeit als Bezugsgröße, hier die Position des Vorschubantriebs als Bezugsgröße verwendet wird. Δx_{Schaft} und Δx_{Mutter} sind zeit- bzw. frequenzunabhängig. Entsprechend den charakteristischen Frequenzen können nun die *Charakteristischen Auflösungen* z_{Mutter} und z_{Schaft} des KGT angegeben werden:

$$z_{\text{Mutter}} = \frac{1}{\Delta x_{\text{Mutter}}} = \frac{f_{\text{Mutter}}}{f_{sp} \cdot P_h} \quad (6.43)$$

$$z_{\text{Schaft}} = \frac{1}{\Delta x_{\text{Schaft}}} = \frac{f_{\text{Schaft}}}{f_{sp} \cdot P_h} \quad (6.44)$$

Wesentlicher Unterschied der Kinematiken von KGT und Wälzlager ist die lineare Vorschubbewegung. Sie hat zur Folge, dass Schadstellen des Spindelschafts nur während des Passierens der Mutter spezifische *Charakteristische Auflösungen* anregen. Daher ist die Dauer des Signals auf die entsprechende Passierzeit begrenzt. Die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen zeigen, dass die mit der Bedingung

$$z_{\text{Mutter}}, z_{\text{Schaft}} = f(D_{pw}, \alpha, P_h, D_w) \neq f(\omega) \quad (6.45)$$

zusammenfassbaren Verhältnisse den Eigenschaften eines Vorschubantriebs gerechter werden, als zeitbasierte Vorgehensweisen.

Die erfolgten Berechnungen lassen sich auf die **Kinematik der Linearführungen** übertragen. Wegen der aus der Konstruktion resultierenden einfacheren Geometrie lassen sich Überrollereignisse mit geringerem Aufwand berechnen. Bei der Linearführung berührt die Kugel zwei parallele Rollbahnen. Das Geschwindigkeitsdiagramm ist in Bild 6.3 dargestellt. Der Momentanpol wird in Punkt A liegend angenommen.

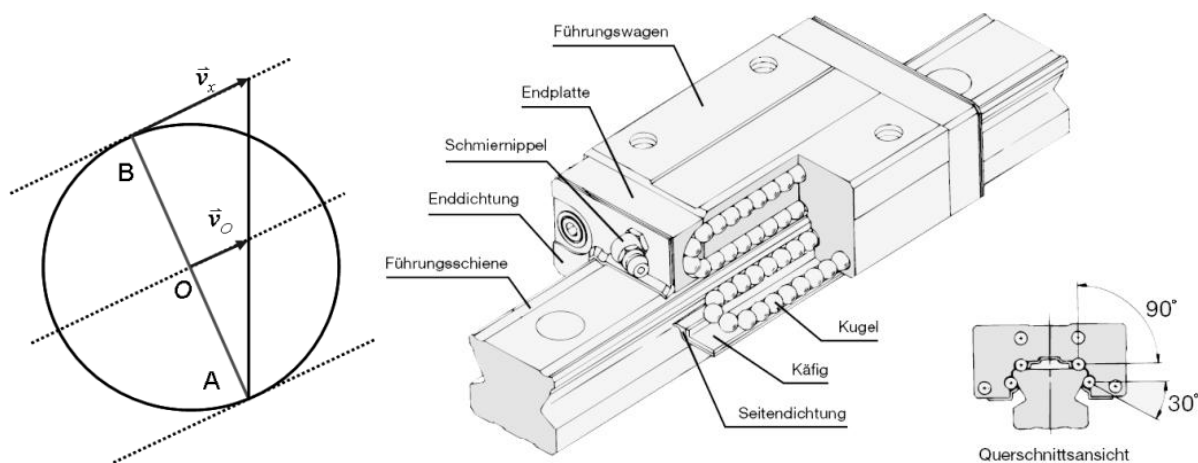


Bild 6.3: Geschwindigkeitsdiagramm der Kugel (links) der Linearführung (Bild: THK)

Für die Berechnung des Geschwindigkeitsbetrags des Kugelmittelpunkts v_O ergibt sich aus der Vorschubgeschwindigkeit v_x nach dem Strahlensatz:

$$\vec{v}_O = \frac{1}{2} \cdot \vec{v}_x \quad (6.46)$$

Somit lässt sich direkt die Überrollfrequenz der Linearführungswagen angeben:

$$f_{I,A} = \frac{1}{2} \cdot n \cdot z \cdot \frac{D_w}{l_{Wagen}} \quad (6.47)$$

Die Überrollfrequenz $f_{I,A}$ ist für beide Berührungsbahnen gleich.

Die **Kinematik der Wälzlager** ist seit längerer Zeit Stand der Technik. Die Angaben der charakteristischen Frequenzen können den Katalogen entnommen werden.

6.2 Charakteristische Distanz und Charakteristische Auflösung

Für die weiteren Betrachtungen wurden die ermittelten charakteristischen Frequenzen auf die Position des Vorschubantriebs transformiert. Dies lässt sich in verallgemeinernder Formulierung als Transformation vom Frequenzbereich in den Auflösungsbereich mit der Gleichung (6.48) darstellen:

$$z_{Kette, Mutter, Schaft, Kugel} = \frac{1}{\Delta x_{Kette, Mutter, Schaft, Kugel}} = \frac{f_{Kette, Mutter, Schaft, Kugel}}{f_{sp}} \cdot \frac{1}{P} \cdot \frac{P}{m} [m^{-1}] \quad (6.48)$$

Die charakteristischen Frequenzen entsprechen den in dieser Arbeit eingeführten *Charakteristischen Auflösungen* bzw. deren Kehrwert, den *Charakteristischen Distanzen*. Die Ergebnisse für den untersuchten Vorschubantrieb sind in Tabelle 6-1 zusammengefasst. Die Angaben im Frequenzbereich sind auf eine Spindeldrehfrequenz f_{sp} von 1000 min^{-1} bezogen. Die Angaben im Lagebereich gelten für alle Geschwindigkeiten. Sie sind zeitunabhängig. Der hier neu vorgestellte Ansatz führt die Position als absolute Bezugsgröße ein. Sie kann hier nicht als abgeleitete Größe z.B. als Produkt von Geschwindigkeit und Zeit gebildet werden. Die mit der Transformation vom Zeit- in den Lagebereich erfolgte, in den Gleichungen (6.45) und (6.48) symbolisch dargestellte Umrechnung muss ihre Entsprechung im messtechnischen Vorgehen finden. Eine Entkopplung von der Zeit kann nur erfolgen, wenn die Messgrößen unabhängig von der Zeit als Führungsgröße erfasst werden. Die Zeit als Führungsgröße muss durch die lineare bzw. rotatorische Position messtechnisch ersetzt werden, um eine physikalisch unabhängige Bezugsgröße zu erzeugen. Die Einführung der *Charakteristischen Distanz und Auflösung* ist daher mit einer spezifischen Messmethodik untrennbar verknüpft. Diese wird in Kapitel 8 vorgestellt.

In Tabelle 6-1 sind links die charakteristischen Frequenzen f_i , rechts die hier neu eingeführten *Charakteristischen Auflösungen* z_i der Bauteile des Versuchstands zusammengefasst. Neben den berechneten Werten sind für das Verhalten des KGT die Steigung P_h und die Länge des Gewindes in der Kugelmutter und deren Windungszahl, für den Führungswagen die Länge der Rollbahn relevant.

Frequenzbereich [Hz] für $f_{Sp} = 1000 \text{ min}^{-1}$					Auflösungsbereich [m^{-1}]				
	Fest-lager	Los-lager	KGT	Liner-führung		Festlager	Los-lager	KGT	Liner-führung
	INA ZKLF 2068	FAG 6004- 2RSR	NSK KGT	THK SR 35W		INA ZKLF 2068	FAG 6004- 2RSR	NSK KGT	THK SR 35W
f_{Kette}	9,20	10,0	8,03	0,43	z_{Kette}	55,2	60,2	48,2	2,6
$f_{außen}$	97,1	59,6	120,5	15,0	z_{Mutter}	582,7	357,8	723	90,0
f_{innen}	119,5	90,4	146,8	15,0	z_{Schaft}	717,3	542,2	877	90,0
f_{Kugel}	39,8	39,0	87,2	185,2	z_{Kugel}	239,0	233,9	2670	1111,3

Tabelle 6-1: Charakteristische Frequenzen und charakteristische Auflösungen der Bauteile des Vorschubantriebs

Die zusammengefassten Ergebnisse sind im links dargestellten Frequenzbereich bekanntermaßen als Ereignisse pro Zeiteinheit, üblicherweise Sekunden, zu interpretieren und werden in der Einheit Herz [Hz] angegeben. Es ist dabei die Randbedingung der konstanten Drehzahl zu beachten. Das heißt, die Angaben sind an einen stationären, zeitinvarianten Zustand des zu beurteilenden Systems gebunden.

Im Lagebereich sind die Daten rechts als Ereignisse pro Wegeinheit zu interpretieren. Für die hier neu eingeführte Dimension wurde als Bezug die Einheit „pro Meter [m^{-1}]“ gewählt. Als Kehrwert der *Charakteristischen Auflösung* gibt die *Charakteristische Distanz* an, wie viel Wegstrecke ein Ereignis benötigt, bis es sich wiederholt. Die Einführung der Betrachtung im Lagebereich berücksichtigt die Grundfunktion des Vorschubantriebes, das Positionieren. Darin unterscheidet sich das nachfolgende Vorgehen (vgl. Kapitel 8) deutlich von den oftmals durch die Methoden der Wälzlager- und Schwingungsdiagnose inspirierten aktuellen wissenschaftlichen Arbeiten und Vorgehensweisen nach dem Stand der Technik.

Der Ansatz, die Position als absolute Bezugsgröße zu erfassen stellt eine generelle Erweiterung der Signalkenngrößen dar. Das Vorgehen lässt sich auf eine Vielzahl von bewegten Anschauungsobjekten anwenden und ist in dieser Hinsicht als generalisierbar zu bezeichnen. Die Erweiterung ist in Bild 6.4 dargestellt. Der wesentliche Vorteil des Lagebezugs ist hier die messtechnische Erzwingung von Linearität. Da die Bezugsgröße immer invariant ist (die Maschine dehnt sich nicht), sind auch die Transformationen der Signale auf Basis der invarianten Bezugsgröße gemäß Gleichung (2.5) immer linear. Die hier geprägten Begriffe können mit den wichtigsten Begriffen des Zeit- bzw. Frequenzbereich in Analogie gesetzt werden.

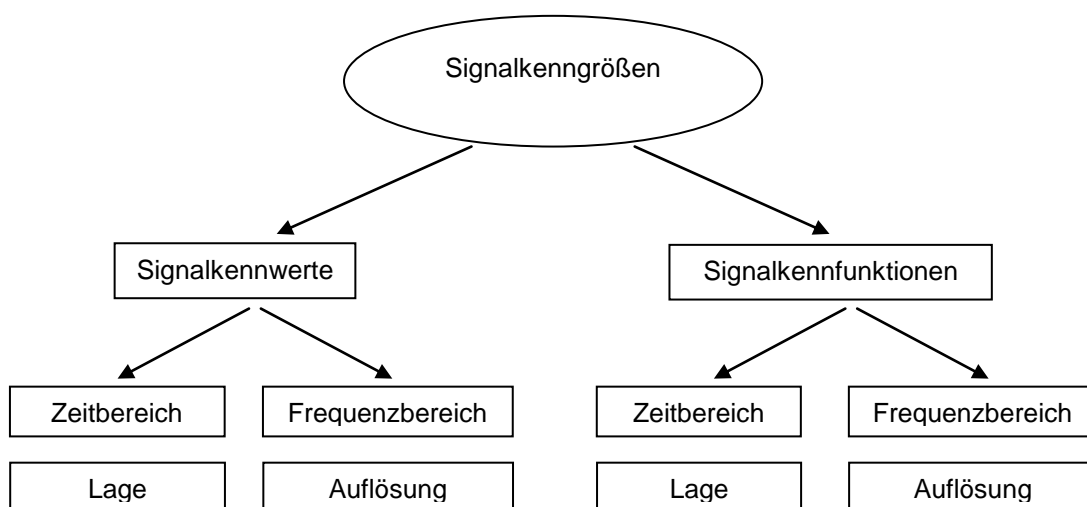


Bild 6.4: Erweiterung der absoluten Bezugsdimensionen Zeit und Frequenz um die absoluten Bezugsdimensionen Lage und Auflösung

Tabelle 6-2 stellt die Entsprechungen von Frequenz und Auflösung dar. Die Begriffsfindung ist durch digitale Bilder angeregt. Dementsprechend ist eine hohe Auflösung analog zu Ereignissen geringer Distanz bzw. hoher Dichte.

Analogien		Lage- bzw. Auflösungsbereich
Zeit- bzw. Frequenzbereich	Zeit t [s]	Ort x [m]
	Funktion $f(t)$	$f(x)$
	Frequenz f [Hz]	Auflösung r [m^{-1}]
	Periode T [s]	Distanz D [m]
	Spektrum	Auflösungsverteilung
	Frequenzfunktion $X(f)$	Auflösungstransformation $X(r)$
	Zeitpunkt t_i	Position x_i
	hochfrequent	fein
	niederfrequent	grob
	Samplingfrequenz f_s	Samplingdichte d_s
	Samplingzeit T_s	Samplingdistanz D_s
	Harmonische	Vielfache
	Wellenzahl k	Schwankungszahl

Tabelle 6-2: Entsprechungen der *Charakteristischen Distanz und Auflösung* im Lagebereich und der Größen im Zeit- bzw. Frequenzbereich

7 Indikatoren, Verschleißmoden und Filterung

Die folgenden Kapitel behandeln die vorgestellten Methoden des voran gegangenen Kapitels mit dem Ziel, das Betriebsverhalten des Vorschubantriebs mit entsprechenden Anteilen der Messsignale in Zusammenhang zu setzen. Im Wesentlichen unterscheiden sich die entwickelten Modelle darin, dass die als abnutzungsrelevant angesehenen Parameter bei konstantem Vorschub, bei Rauschanregung oder bei variierender Geschwindigkeit erfasst werden. Im Aufgabenfeld der Zustandsüberwachung entspricht dies dem Übergang von den grundsätzlich Information tragenden Indikatoren wie Drehmoment, Position und Schwingungen zu den tatsächlich relevanten spezifischen Symptomen. Die Filterung wird durch die aus der Modellierung gewonnenen Parameter bestimmt.

Wesentlich ist dafür, dass nicht nur die Schwankungszahl, also die Anzahl der Schwankungen pro Raumeinheit, bei der Modellierung der Kinematik und der statischer Kräfte und Momente konstant ist, sondern vor allem auch ihre Periodizität grundsätzlich statisch ist. Die Messungen zeigen, dass kein Schlupf auftritt. Anzahl und Periodizität hängen linear ausschließlich von der Geometrie der Bauelemente ab. Genau deshalb kann ein auf dieser Basis erfasster Messdatensatz unabhängig vom dabei vorliegenden Bewegungsprofil mit linearen Transformationen modal getrennt werden. Für eine Reproduzierbarkeit und einen quantitativen Vergleich der Amplituden sollte derselbe Betriebszyklus wiederholt werden.

7.1 Zeitbasierte Messmethodik

Zeitbasierte Messungen werden von einem durch die Sample-Clock eines Messgeräts erzeugten Takt gesteuert. Die Messsignale werden zeitsynchron erfasst. Die Zeit ist eine globale Variable. Somit ist das Taktsignal ein systemexternes Signal, weshalb wiederum der Sampletakt vom Zustand des Systems nicht beeinflusst wird (Bild 7.1). Folglich muss der eindeutige Zusammenhang der Bezugsgröße *Zeit* und der Messgrößen durch zusätzliche Maßnahmen sichergestellt werden. Der übliche Weg ist, das System während der Datenerfassung im stationären Zustand (konstante Drehzahl, Vorschub etc.) zu betreiben.

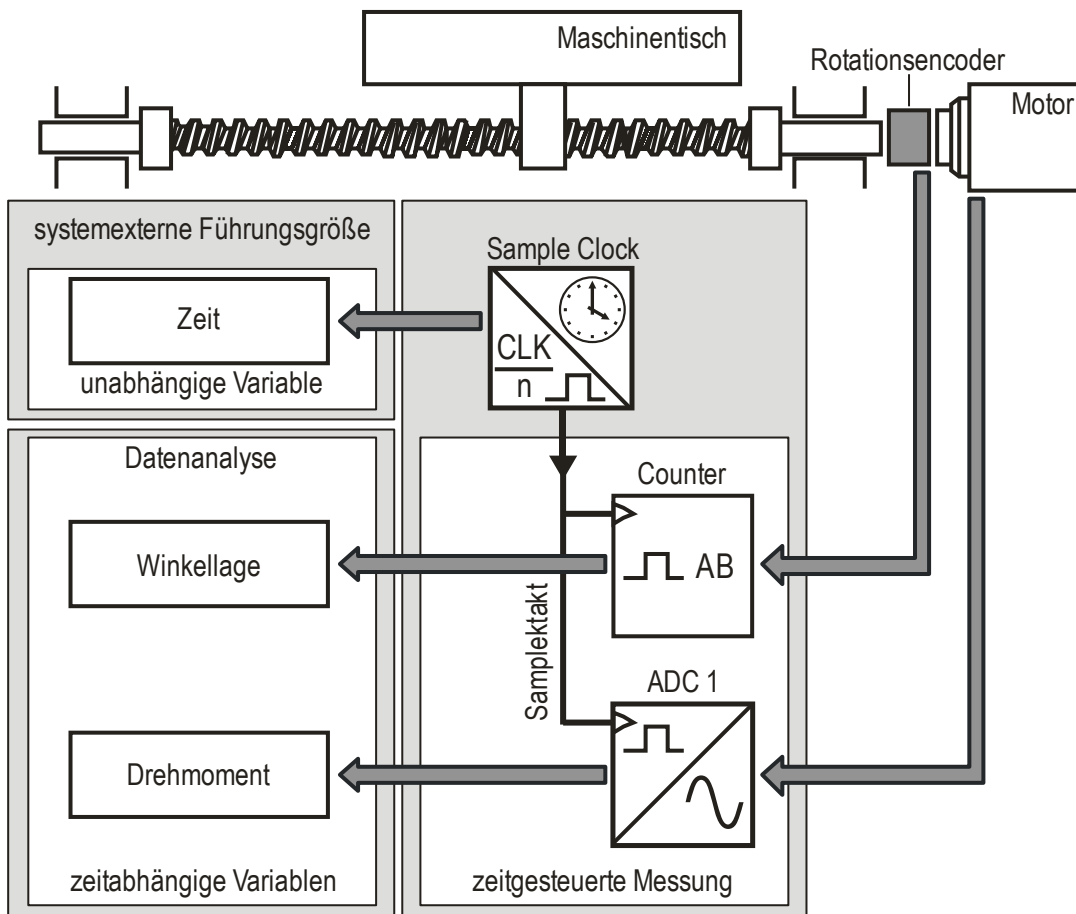


Bild 7.1: Blockschaltbild zur Erfassung zeitabhängiger Variablen mit dem Zeit-Sampletakt CLK als absoluter systemexterner Bezugsgröße

Bild 7.1 zeigt den in der Messtechnik gängigen Ansatz beispielhaft für die zeitsynchrone Erfassung des Drehmoments und der Winkellage des Servomotors. Die Datenerfassung wird von der Sample-Clock getriggert.

7.1.1 Drehmomenterfassung bei konstantem Vorschub

Die folgende Messmethodik stützt sich auf die in Kapitel 5.1.4 vorgestellte Modellierung der Kräfte am Kugelgewindetrieb. Die wesentliche Aussage ist, dass gemäß den Gleichungen (5.28) bis (5.35) ein linearer Zusammenhang von Drehmoment und Vorspannung bzw. dem Wirkungsgrad des KGT besteht. Grundsätzlich liegt der Parameter „Drehmoment“ als auswertbares Datum im Regler vor. Die Qualität der Daten wird durch die Leistungsfähigkeit des Reglers (Aktivierung von Funktionspaketen, Schaltfrequenz der Leistungsendstufe, Achsreglerkonfiguration) und der Kommunikation über den Datenbus bestimmt (vgl. Bild 4.7).

Zur genaueren Bestimmung wurde das Drehmoment einer Serie unterschiedlich geschädigter Kugelgewindetriebe im Leerlauf entsprechend DIN ISO 3408-3 gemessen. Bild 7.2 zeigt die industrieübliche querkraftfreie Anbindung der Kugelmutter an einen Kraftmesssensor. Der Sensor ist selbstmitlaufend und wird nicht von der Kugelmutter geschleppt. Die Längen beider Seilenden sind so bemessen, dass vor dem Spannen durch Aufwickeln auf das Muttergehäuse der Hochlauf auf die erforderliche Drehzahl von $n_{100} = 100$ U/min abgeschlossen ist. So ist sicher gestellt, dass das zu messende Losbrechmoment bei der erforderlichen Drehzahl n_{100} erfolgt. Für die Durchführungen der Messungen wurde eine piezoelektrische Kraftmesszelle, *Type 9321B*, *SN 604659* der Fa. *Kistler AG* verwendet. Die Messkette besteht weiter aus einem Ladungsverstärker der Fa. *Kistler*, *Type 5011*, *SN 904712* und dem DSP-basierten Frontend Typ *LDS Photon* der Fa. *LDS-Dactron*. Wie bei allen Messungen dieser Arbeit wurde zur Schaffung einer einheitlichen Basis der werkseitige Schmierstoff durch ein Öl der Viskositätsklasse VG100 ersetzt.



Bild 7.2: Mitlaufender Sensor für die querkraftfreie Ermittlung des Leerlaufdrehmoments

Die Hebellänge des Drehmoments ergibt sich aus dem halben Mutterdurchmesser:

$$r = \frac{D_1}{2} \quad (D_1 = 63 \text{ mm}, r = 0,0315 \text{ m}) \quad (7.1)$$

DIN ISO 3408-3 sieht die Darstellung der Messwerte abhängig von der Vorschublage vor. Die Lage der Mutter x_{rel} relativ zum zeitlichen Beginn der jeweiligen einzelnen Messung ergibt sich unter Berücksichtigung der Drehzahl n , der Messdauer t und der Steigung P_h des Kugelgewindetriebs:

$$P_h = \tan \varphi \cdot d_{Berühr} \cdot \pi \quad (7.2)$$

Im Übrigen sind DIN ISO 3408-3 keine genauen Anweisungen zur Erfassung der Lage x zu entnehmen. Insbesondere ist keine direkte Lageerfassung vorgeschrieben. Während der Konstantfahrt werden die Größen T_{pr0} (Losbrechmoment während des Anfahrvorgangs) und T_{pra} (arithmetischer Mittelwert aus größtem und kleinstem Moment, ΔT_{pra}) gemessen bzw. bestimmt. Aus dem Verlauf ist T_{pra} als arithmetischer Mittelwert von größtem und kleinstem Wert der Spanne zu bestimmen:

$$T_{pra} = \frac{1}{2} (T_{p,max} - T_{p,min}) \quad (7.3)$$

Für die Darstellungen wurden die als Kräfte F in der Dimension Newton [N] erfassten Werte durch Multiplikation mit dem Hebelarm der Länge r [m] (0,0315 m) in die erforderliche Dimension Drehmoment T [Nm] umgerechnet.

$$T = F \cdot r \quad (7.4)$$

Die Bestimmung der Lage $x_{rel}(t)$ erfolgt indirekt durch Umrechnen der Messdauer t .

$$x_{rel}(t) = t \cdot n \cdot P_h \quad (7.5)$$

Die Einordnung eines KGT in die Toleranzklasse ergibt die zulässigen Streubreiten um den Bezugswert T_{pr0} :

1. der gesamte Verlauf des Drehmoments während der Konstantfahrt muss den Toleranzbereich $\pm \Delta T_{prp}$ (Grenzwertabweichung) um das Losbrechmoment T_{pr0} einhalten:

$$T_{p,max} \leq (T_{pr0} + \Delta T_{prp}) \quad T_{p,min} \geq (T_{pr0} - \Delta T_{prp}) \text{ bzw.} \quad (7.6)$$

$$\frac{\Delta T_{prp}}{T_{pr0}} \leq x[\%]$$

Je nach Toleranzklasse und Betrag des kleinsten gemessenen Losbrechmoments T_{pr0} werden unterschiedliche Werte für ΔT_{prp} vorgegeben.

2. Der gemessene Verlauf des Drehmoment T_{pr} während der Konstantfahrt schwankt mit einem bestimmten Betrag um den Bezugwert T_{pra} :

$$\frac{\Delta T_{pra}}{T_{pra}} [\%] \quad (7.7)$$

Eine weitere Bestimmungsgröße zur Einordnung in die Toleranzklasse ist die absolute Länge des Nutzwegs l_u und dessen Verhältnis zum Nenndurchmesser d_0 :

$$\frac{l_u}{d_0} \leq 40; l_u \leq 4000 \quad (7.8)$$

Die gemessenen Kugelgewindetriebe haben ein Verhältnis von 19,6 bis 23,3. Daher ergeben sich gemäß DIN ISO 3408-3 folgende Grenzmaße bzw. Toleranzen:

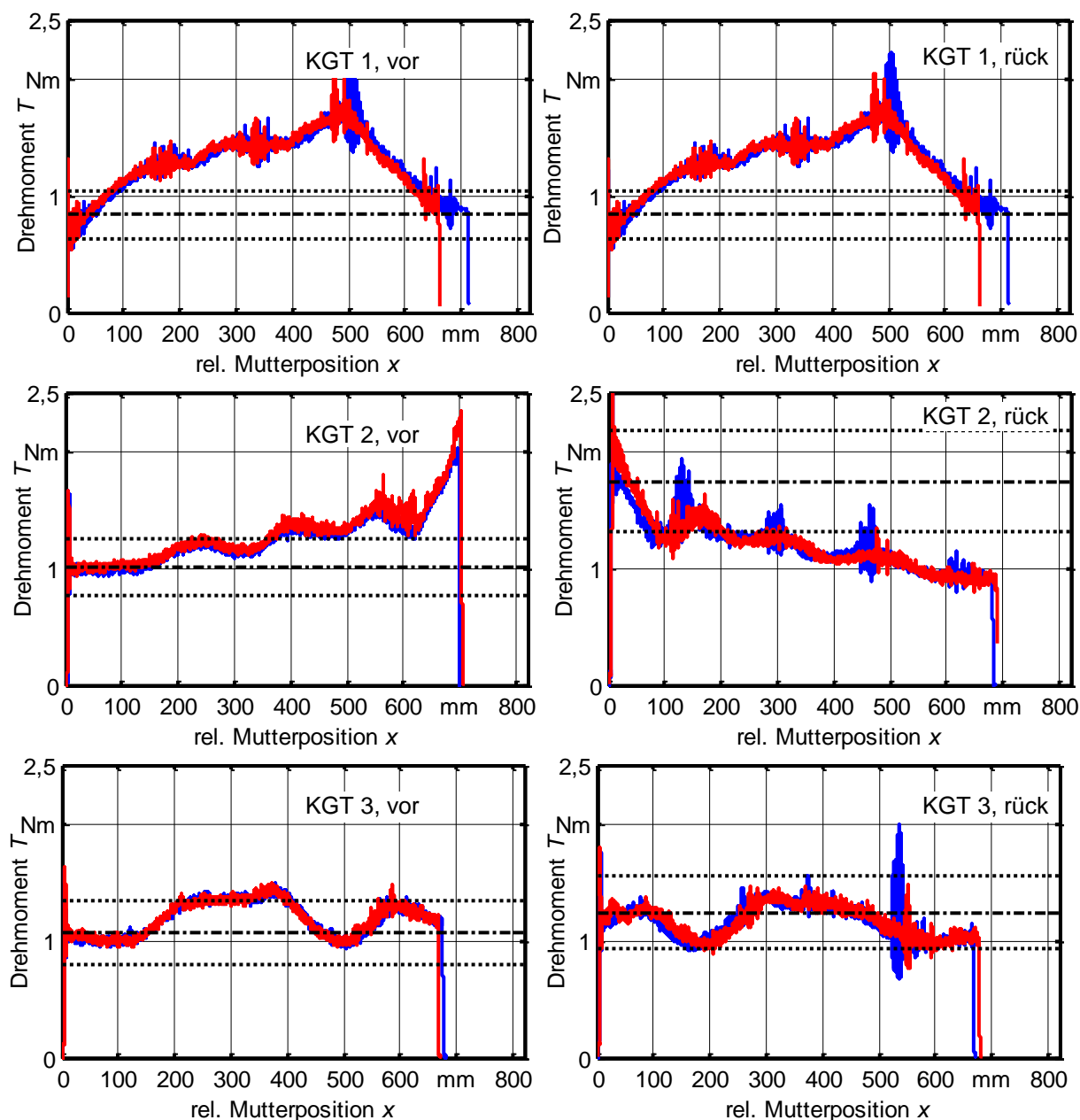
T_{pr0} [Nm]		für $\frac{l_u}{d_0} \leq 40; l_u \leq 4000$				
		T_{prp} in % von T_{pr0} für Toleranzklasse				
über	bis	1	3	5	7	10
0,2	0,4	35	40	50	-	-
0,4	0,6	25	40	40	-	-
0,6	1,0	25	30	35	40	-
1,0	2,5	20	25	30	35	-
2,5	6,3	15	20	25	30	-
6,3	10	-	15	20	30	-

Tabelle 7-1: Grenzmaße bzw. Toleranzen nach DIN ISO 3408-3

Bei den gemessenen Kugelgewindetrieben handelt es sich um Bauteile der Toleranzklasse 3. In Tabelle 7-1 sind die bei den Messungen vorkommenden Werte hervorgehoben. Das während der Konstantfahrt gemessene Drehmoment T_{pra} muss für ein Losbrechmoment T_{pr0} von $0,6 \text{ Nm} < T_{pr0} < 1 \text{ Nm}$ den Toleranzbereich von $T_{pr0} \pm 0.30 \cdot T_{pr0}$ und für ein Losbrechmoment T_{pr0} von $1 \text{ Nm} < T_{pr0} < 2,5 \text{ Nm}$ den Toleranzbereich von $T_{pr0} \pm 0.25 \cdot T_{pr0}$ einhalten.

Die Überschwinger zu Beginn sind auf das Beschleunigen der rotationsträgen Masse der Kugelmutter zurückzuführen. Diese Spitzen werden nicht in der Kennwertbestimmung berücksichtig.

sichtigt. In DIN ISO 3408-3 sind für Kugelgewindetriebe der Toleranzklasse 3 bei einem Wert für T_{pr0} von 1,0 Nm bis 2,5 Nm als Grenzabweichung 25 % von T_{pr0} zulässig. Die gemessenen Spannen des aktuellen Drehmomentmesswerts T_{pra} gibt ΔT_{pra} an. Bild 7.3 zeigt die Leerlaufdrehmomentverläufe unterschiedlicher Schädigung von insgesamt fünf KGT des gleichen Typs sowie zweier intakter Referenztypen. Das Betriebsverhalten und der Schädigungszustand eines KGT prägen sich individuell im Drehmoment aus. Die Messungen lehnen sich an die vorhergegangene Modellierung der Kräfte im Kugelgewindetrieb an (Kapitel 5.1.4). Das in den Gleichungen (5.26) bis (5.36) beschriebene Systemverhalten lässt sich geschlossen lösen. Numerische Simulationen sind hier zur Auswertung nicht erforderlich.



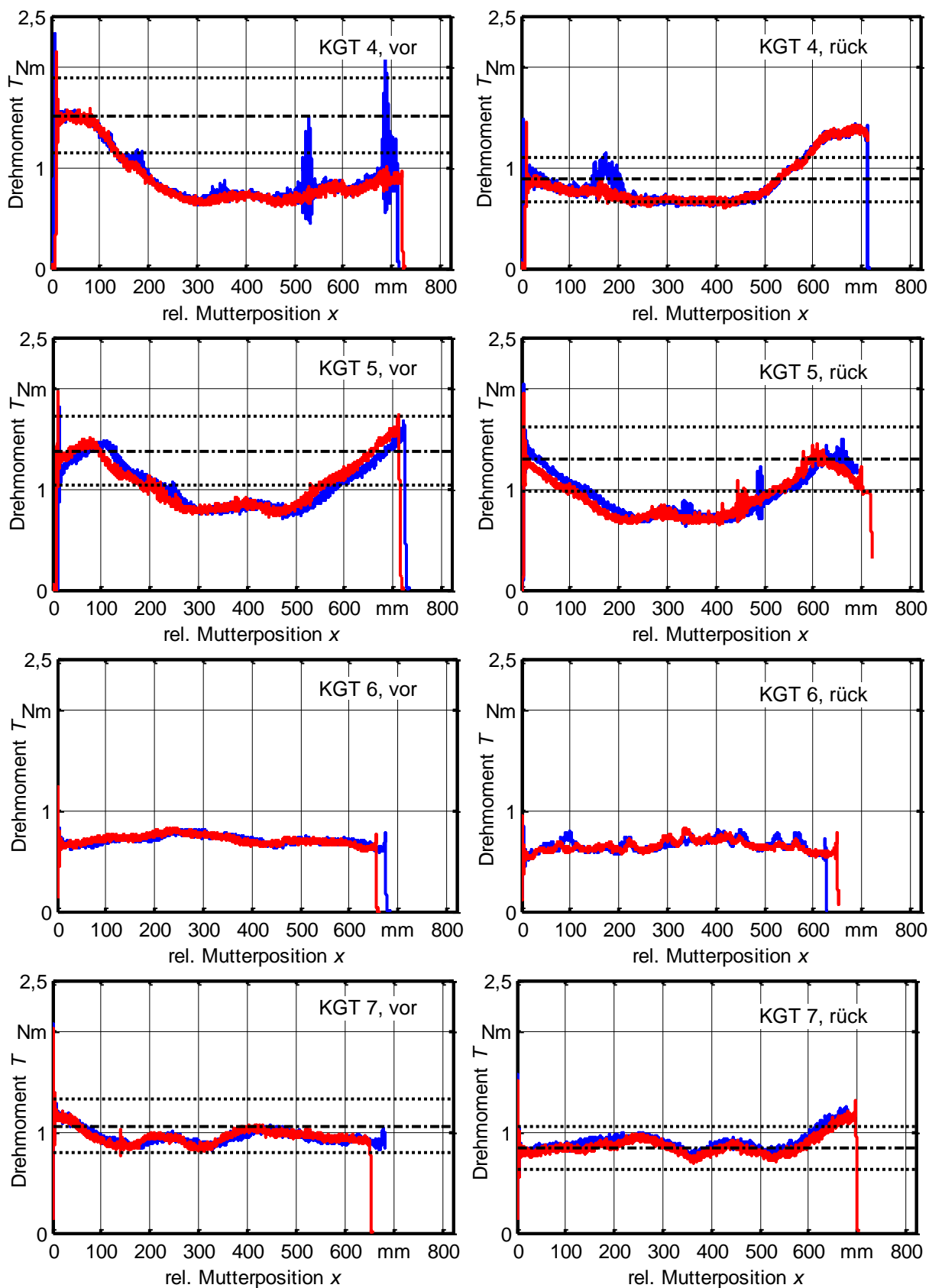


Bild 7.3: Verläufe der Leerlaufdrehmomente (1 bis 5 defekt, 6 und 7 intakt), gemessen mit Abstreifern

Die gemessenen Kugelgewindetriebe KGT 1 bis KGT 5 wurden aus im industriellen Einsatz befindlichen Maschinen ausgemustert. KGT 6 und KGT 7 sind intakte Vergleichsexemplare. Alle gemessenen KGT weisen wegen ihrer sehr kurzen Einsatzzeiten keine Abnutzung der Laufbahnen auf. Die Schädigungen beschränken sich ausschließlich auf die Umlenkstücke. Eine tiefer gehende Aussage über den Zustand der KGT lässt sich aus den Verläufen der Drehmomente gewinnen. In Bild 7.3 sind exemplarisch jeweils zwei Verläufe pro Richtung dargestellt. Alle KGT zeigen ein richtungsabhängiges Verhalten. Die Grundschwankung ist richtungsgespiegelt. Richtungsidentische Durchgänge streuen teilweise erheblich (*KGT 1 vor*, *KGT 1 rück*, *KGT 2 rück*, *KGT 3 rück*, *KGT 4 vor*). Die intakten KGT 6 und 7 streuen geringer. Trotz starker Unterschiede sind Regelmäßigkeiten zu erkennen. Maximalwerte (entsprechende Minima können bedingt durch die Krafteinleitung nicht auftreten) sind ortsfest, diskret und zeitlich kurz (Peaks). Eine Steifigkeits- bzw. Drehmomentenerfassung an diskreten Positionen ist daher irreführend. Auffällig ist, dass diese Peaks an Extremstellen (*KGT 2 rück*, *KGT 1 rück*) oder Wendestellen (*KGT 3 rück*) auftreten. Dies lässt den Schluss zu, dass mindestens zwei unterschiedliche Ursachen zusammen wirken müssen, um einen Peak entstehen zu lassen. Die Peaks sind ortsfest, wodurch als eine Ursache, insbesondere, wenn dies richtungsunabhängig auftritt, Ungleichmäßigkeiten des Spindelschafts (Steigungsfehler) angenommen werden können. Ursachen, die ausschließlich der Mutter zuzuordnen sind, müssten unabhängig von der Position auftreten und in ihrer Dauer bzw. Periodizität mit der Mutterlänge korrelieren. Die Messung *KGT 1 vor* und auch die des intakten *KGT 6 rück* untermauert die These der Periodizität. Alle Messungen zeigen, dass eine Drehmomenterhöhung jeweils ungefähr die gleiche Länge bzw. Dauer hat. Bei allen entsprechenden Messungen besteht also eine Korrelation von Muttergeometrie in Zusammenwirken mit dem Steigungsfehler und der Drehmomenterhöhung.

7.1.2 Abnutzungskennwerte des zeitbasierten Drehmomentansatzes

Die nachfolgenden Auswertungen des Drehmoments stützen sich ausschließlich auf diesen Parameter als zeitabhängige Größe. Diese Methode wird dem Ziel, nur vorhandene Sensoren zu verwenden, gerecht. Eine Wirkungsgradmessung nach Gleichung (5.36) setzt die Messung der Axialkraft F_{ax} voraus. Eine solche Möglichkeit ist in der Werkzeugmaschine nicht gegeben.

In Bild 7.3 sind die Werte für das kleinste gemessene Losbrechmoment T_{l0} und die nach Tabelle 7-1 vorgegebene zulässige Grenzabweichung der Schwankungsbreite für das Leerlauf-

drehmoment ΔT_{tp} , angegeben, außerdem die Werte der gemessenen Schwankungsbreite ΔT_{ta} , und der Mittelwert T_{ta} sowie die zulässige Grenzabweichung ΔT_{tp} des Drehmoments.

DIN ISO 3408-3 ist so zu interpretieren, dass die für beide Richtungen gültige Grenzabweichung ΔT_{prp} und deren zugehörigem Losbrechmoment T_{pr0} sich aus den jeweils niedrigeren Werten ergeben. In Bild 7.3 wurde für die Messungen entsprechende Toleranzbänder ΔT_{tp} , Schwankungen ΔT_{ta} , Mittelwerte T_{ta} und Losbrechmomente T_{t0} angegeben. Die Messungen erfolgten mit Abstreifern, da dies der realen Einbausituation entspricht. Sie dämpfen feine Auflösungen und wirken als Grobpass. Hier steht nicht die Beurteilung der KGT nach den Vorgaben der Norm im Mittelpunkt. Vielmehr werden die Kennwerte als Indikatoren für die Abnutzung der KGT betrachtet. Tabelle 7-2 zeigt die Zusammenfassung der Kennwerte nach DIN ISO 3408-3.

Messung	Drehmomentkennwerte [Nm]			
	T_{t0}	T_{ta}	ΔT_{ta}	ΔT_{tp}
KGT 1 vor	1,050	1,282	0,507	0,248
KGT 1 rück	0,835	1,483	0,736	0,209
KGT 2 vor	1,014	1,374	0,436	0,251
KGT 2 rück	1,741	1,381	0,638	0,435
KGT 3 vor	1,067	1,206	0,28	0,267
KGT 3 rück	1,242	1,429	0,791	0,310
KGT 4 vor	1,512	1,015	0,575	0,371
KGT 4 rück	0,880	0,999	0,407	0,220
KGT 5 vor	1,375	1,126	0,464	0,344
KGT 5 rück	1,295	1,047	0,415	0,324
KGT 6 vor *	0,660	0,739	0,166	0,146
KGT 6 rück *	0,640	0,683	0,146	0,160
KGT 7 vor *	1,055	0,869	0,243	0,264
KGT 7 rück *	0,838	0,937	0,244	0,209

T_{t0} : kleinstes gemessenes Losbrechmoment

T_{ta} : Mittelwert von Maximum und Minimum des Leerlaufdrehmoments bei Konstantfahrt

ΔT_{ta} : Spanne des Leerlaufdrehmoments bei Konstantfahrt

ΔT_{tp} : Grenzabweichung für das Leerlaufdrehmoment

*ungeschädigt

Tabelle 7-2: Ermittelte Drehmoment-Kennwerte nach DIN ISO 3408-3

Die Werte zeigen, dass sie alleine keine signifikante Aussage über den Zustand der KGT ermöglichen. Über die Eignung von Kennwerten an sich wurde die Literatur ([STU86, MEL99, KOL00]) schon zitiert:

...dass es nicht ausreicht, eine Signalkenngröße auf eine obere Schranke hin zu überwachen und aus der Überschreitung dieser Schranke auf einen Schaden zu schließen...

In Tabelle 2-3 wurde als Messdatenauswertung die Hystereseanalyse als wünschenswert für die Restlebensdauererfassung angegeben. Da nach DIN ISO 3408-3, wie erwähnt, nur der jeweils kleinere Wert der richtungsabhängigen Messung in die Grenzwertbetrachtung eingeht, wird die Hystereseinformation verfälscht bzw. nicht berücksichtigt. Für die Ergebnisdarstellung in Bild 7.4 wurden hier nun für jeden KGT jeweils die Beträge der richtungsbezogenen Hysteresen der Kennwerte aus Tabelle 7-2 gebildet (Gleichung (7.9)), und in Tabelle 7-3 zusammengefasst:

$$\begin{aligned}
 T_{t0}' &= |\overline{T_{t0}} - \underline{T_{t0}}| & \Delta T_{ta}' &= |\overline{\Delta T_{ta}} - \underline{\Delta T_{ta}}| \\
 T_{ta}' &= |\overline{T_{ta}} - \underline{T_{ta}}| & \Delta T_{tp}' &= |\overline{\Delta T_{tp}} - \underline{\Delta T_{tp}}|
 \end{aligned}
 \tag{7.9}$$

Messung	Hysterese [Nm]			
	T_{t0}'	T_{ta}'	$\Delta T_{ta}'$	$\Delta T_{tp}'$
KGT 1	0,215	0,201	0,229	0,039
KGT 2	0,727	0,007	0,202	0,184
KGT 3	0,175	0,223	0,511	0,043
KGT 4	0,632	0,016	0,168	0,151
KGT 5	0,08	0,079	0,049	0,02
KGT 6	0,02	0,056	0,02	0,014
KGT 7	0,217	0,068	0,001	0,055

T_{t0} : kleinstes gemessenes Losbrechmoment

T_{ta} : Mittelwert von Maximum und Minimum des Leerlaufdrehmoments bei Konstantfahrt

ΔT_{ta} : Spanne des Leerlaufdrehmoments bei Konstantfahrt

ΔT_{tp} : Grenzabweichung für das Leerlaufdrehmoment

Tabelle 7-3: Beträge der richtungsbezogenen Hysteresen der Kennwerte

Bild 7.4 zeigt stark richtungsbezogene Verhalten der KGT. Wie zu erwarten ist, weisen KGT 6 und KGT 7 die geringsten richtungsbezogenen Hysteresen der Drehmomente auf.

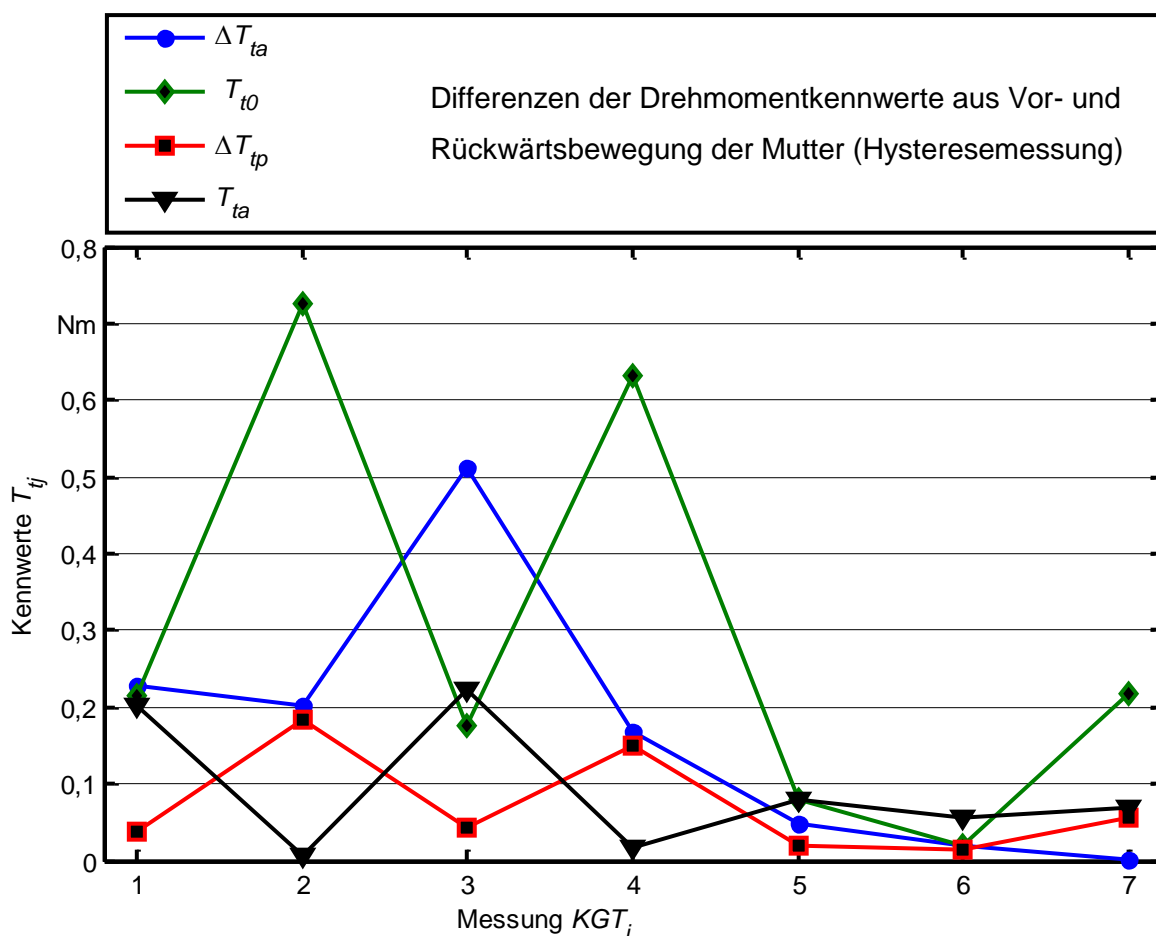


Bild 7.4: Hysteresen der Drehmomentkennwerte in Anlehnung an DIN ISO 3408-3

Der Vergleich mit einem Wälzlager, bei dem nur geringste Hysteresen zu erwarten wären, zeigt den Einfluss der Kugelumlenkung. Bei einem idealen KGT, der keine Betriebsmoden der Umlenkstücke aufweist, müssten die Hysteresen jeweils null sein. Aus den Messungen in Anlehnung an DIN ISO 3408-3 lassen sich durch die Betrachtung der Hysteresen Kennwerte für den Abnutzungsgrad von KGT gewinnen.

Signale, die sich nicht für eine modale Trennung eignen, werden mit aggregierenden Kennwerten der deskriptiven Statistik beurteilt. Die Kurtosis [vgl. u. A. STU86, WES89 sowie Tabelle 2-3] ist das vierte zentrale Moment einer Häufigkeitsverteilung. Mit ihr soll das Vorhandensein herausragender Spitzen im Wälzlagerspektrum beurteilt werden. Ein zunächst ungeschädigtes Wälzlager hat ein breitbandiges Spektrum ohne dominierende Frequenzen, bildet dann unter zunehmender Schädigung distinkte Spitzen heraus. Wegen des instationären Signals sind hier Kenngrößen aus dem transformierten Bildbereich (Frequenz) weniger geeig-

net. Im erweiterten Sinn kann auch der Crestfaktor cf der deskriptiven Statistik zugeordnet werden. Er ist als Verhältnis von Scheitelwert zu Effektivwert des Messsignals definiert:

$$cf = \frac{\max(T_n)}{\text{rms}(T_n)} \quad (7.10)$$

Zieht man als Beurteilungskriterien die Laufruhe, die Wiederholbarkeit, die Richtungssymmetrie und das Auftreten von Kugelstaus (Klemmen) heran, kann eine Zuordnung statistischer Größen zu den gesuchten Eigenschaften nach Tabelle 7-4 erfolgen.

Statistische Drehmomentanalyse		Eigenschaft
Kennwert	Streuung eines Messdurchgangs s_{vor} bzw. $s_{rück}$	Laufruhe
	Crestfaktor cf	Diskretes Klemmen
	Gleichläufige Korrelation k_{vor} bzw. $k_{rück}$	Wiederholbarkeit, Klemmen
	Gegenläufige Korrelation $korr_{vr}$	Umlenkstücke, Richtung

Tabelle 7-4: Ausgewählte Kenngrößen des Drehmomentverlaufs

Die Ergebnisse sind in Bild 7.5 zusammengefasst.

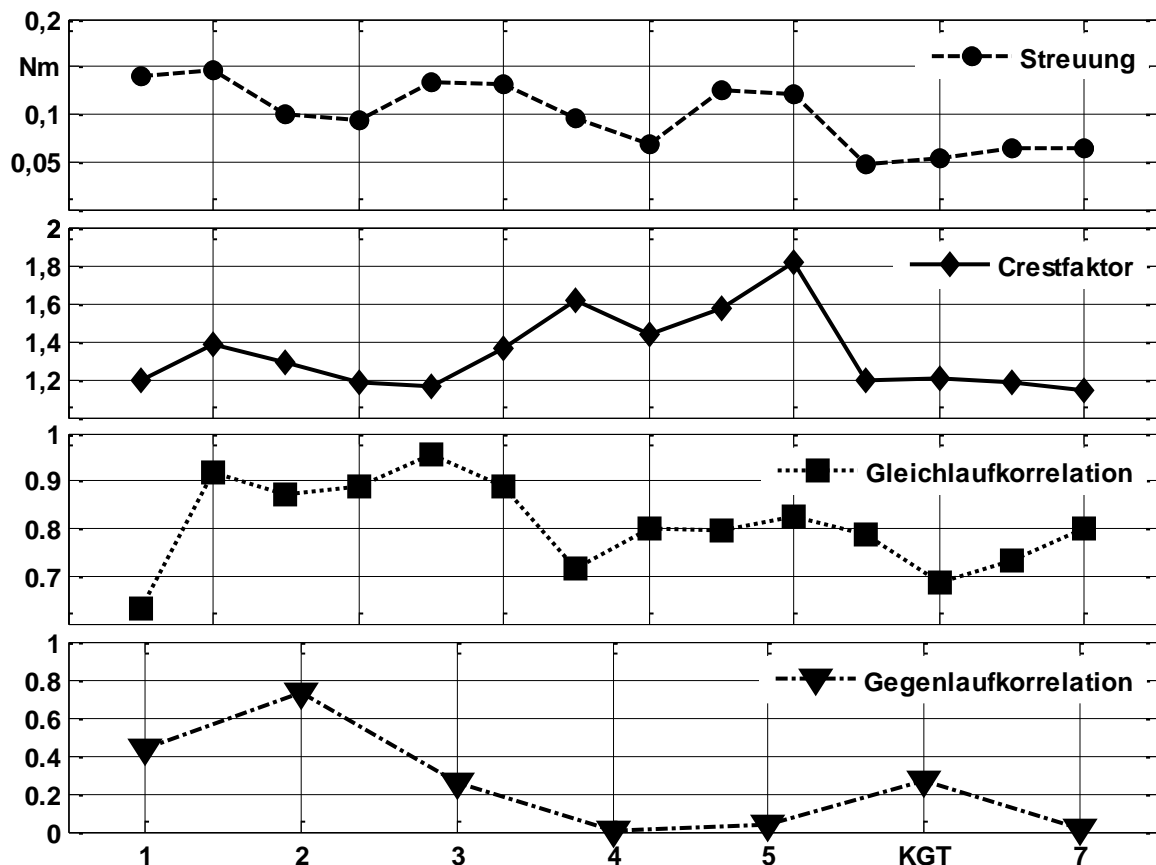


Bild 7.5: Aggregierende Drehmomentkennwerte der deskriptiven Statistik

Die obigen Überlegungen decken einige Schwächen der Methodik von DIN ISO 3408-3 auf:

- Die Ermittlung von T_{ta} als Mittelwert von Maximum und Minimum des bei Konstantfahrt gemessenen Leerlaufdrehmoments ist nicht schlüssig. Die Angabe eines Durchschnittswerts des Drehmoments fehlt. Dies wäre sinnvoller als die Angabe von T_{ta} . Da nur der jeweils kleinere Wert der richtungsspezifischen Messung in die Grenzwertbetrachtung eingeht, wird die Hystereseeinformation verfälscht. Das Hystereseverhalten ist jedoch wesentliches Charakteristikum des KGT.
- Es wird keine Standardabweichung der einzelnen Drehmomentverläufe angegeben. Ebenso erfolgt keine Korrelationsbetrachtung der richtungsgleichen Messdurchgänge. Die Kenngrößen eignen sich nicht zur Beurteilung der Spitzenhaltigkeit der Signale.
- Die vorgesehene Drehzahl von 100 min^{-1} sollte für mehrere Messdurchgänge variiert werden. Die Folge ist, dass das Stribeck-Verhalten unberücksichtigt bleibt. Das Hochlaufverhalten wird nicht berücksichtigt und es werden keine Messungen des Losreißmoments durchgeführt. Richtungsspezifische Losreißmomentmessungen an unterschiedlichen Positionen des gesamten Fahrwegs wären wünschenswert.
- Die Norm enthält keine Angaben, wie der Messaufbau realisiert werden soll. Detaillierte Angaben über den Messaufbau, insbesondere die Moment- bzw. Kraftanbindung fehlen. Z.B. wird nicht angegeben, wie die Einleitung von Querkräften verhindert wird. Die Norm gibt keine Auskünfte über die Samplingfrequenz.
- Es ist keine direkte Messung der Mutterposition vorgesehen, während der Sollbezug der Verläufe in den Graphiken die Position ist. Physikalisch wird zeitbezogen gemessen.

Da in der Norm keine Angaben über die Messmethodik gemacht werden, ist es schwierig, einen Messaufbau zu realisieren, um das Anfahrverhalten eindeutig zu beherrschen. Dies führt zu einem zeitlichen Versatz der einzelnen Messschriebe. Insbesondere ist es schwierig, verschiedene Individuen mit wechselnden Einspannungen in den Versuchsaufbau zu messen. Der Versatz der Messschriebe ist in Bild 7.3 deutlich zu erkennen. Die Bedeutung der Drehmomentmessung bei der Herstellung von KGT wurde schon erwähnt (Kapitel 2.4, Bild 2.6). Vor diesem Hintergrund treten die Unzulänglichkeiten der DIN ISO 3408-3 noch deutlicher hervor.

7.2 Modenidentifikation beim zeitbasierten Drehmomentansatz

7.2.1 Abnutzungskennfunktionen des zeitbasierten Drehmomentansatzes

Die Messungen in Bild 7.3 zeigen chaotisches Verhalten. Als chaotisch wird in der Mathematik ein System beschrieben, das eine Zwischenform von deterministisch und rein stochastisch einnimmt. Es kann nicht alle Zustände frei einnehmen, sondern ist im Zustandsraum eingeschränkt. Die Einschränkungen ergeben sich beispielsweise aus der Historie des Verhaltens oder aus Randbedingungen. Im vorliegenden Fall werden die Randbedingungen von der Kinematik des KGT bestimmt. In den Verläufen der Messungen muss sich also das Betriebsverhalten des KGT widerspiegeln.

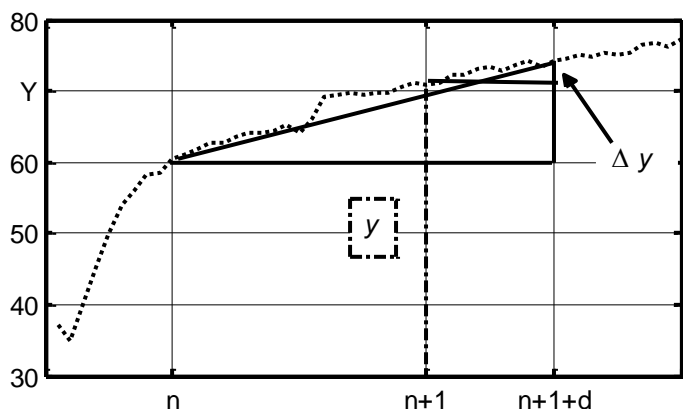
Die qualitative Analyse der Drehmomentverläufe aus Bild 7.3 liefert folgende Aspekte:

- Rechts- und Linkslauf unterscheiden sich im Verlauf erheblich (in den Beträgen der Kenngrößen geringfügiger). Dies steht im Widerspruch zur Erwartung eines gespiegelten Verlaufs.
- Die zeitbasierte Messung (vgl. Gleichung (6.4)) liefert nur ungenaue Ortsbezüge.
- Die Richtungsunterschiede sind auf die Umlenkung der Kugeln zurück zu führen.

Die Messungen zeigen, dass die Trends der Drehmomentverläufe für beide Fahrtrichtungen im Wesentlichen symmetrisch sind. Die konstruktiven und somit kinematischen Verhältnisse sind jedoch nicht vollkommen identisch. Anders gesagt, die Mutter ist nicht richtungssymmetrisch gefertigt. Wesentlicher Unterschied im Betriebsverhalten ist die Richtung, mit der die Kugeln durch die Umlenkungen treten. Im Gegensatz dazu erzeugt das Abrollen der Kugeln auf der Kugelbahn keine großen Drehmomentunterschiede bezüglich des Vorwärts- und Rückwärtsfahrens. Das richtungsabhängige Verhalten zeigt sich auch mit unterschiedlich starker Ausprägung bei den hier gemessenen Kugelgewindetrieben. Das lässt darauf schließen, dass die Übergänge in bzw. aus den Umkehrstücken in die Laufbahnen an deren jeweiligen Enden deutlich verschieden sind. Anders gesagt, durch die unterschiedlichen Übergangsstufen werden beim Durchlaufen in einer Richtung andere Kräfte induziert, als beim umgekehrten Durchlaufen. Diese Kräfte treten wiederum als Drehmomentschwankungen in Erscheinung.

Die chaotischen Schwankungen koppeln sich auf die Vorschubbewegung der Mutter zurück. Dies führt zu einer ungleichförmigen Vorwärtsbewegung. Dadurch wird das Signal insgesamt

verzerrt. Die Ereignisse folgen nicht mehr in genau periodischen Abständen, es tritt Jitter auf. Der Amplitudenfehler durch Abtastjitter lässt sich aus der linearen Extrapolation abschätzen. Unter der Annahme, dass das Signal in seiner Schwankung bei relativ kleinem Jitter ΔT_s beschränkt ist, kann der Fehler linear extrapoliert werden. Die Zusammenhänge sind in Bild 7.6 illustriert.



Amplitudenfehler
durch Jitter:

$$\frac{\Delta Y}{d} \leq \frac{Y}{T_s} \Rightarrow \quad (7.11)$$

$$\Delta Y \leq d \cdot \frac{Y}{T_s}$$

Bild 7.6: Lineare Extrapolation zur Abschätzung des durch Jitter-Fehlabtastung $d(t)$ verursachten Betrags des Amplitudenfehlers ΔY

Der Amplitudenfehler ΔY ist proportional zur absoluten Abweichung von der Nominaltaktzeit ΔT_s und der extrapolierten Schwankung des Signals (Gleichung (7.11)). Der Amplitudenfehler, der durch die Wechselwirkung von Drehmomentschwankung und Vorschubschwankung entsteht, muss hier als zufällig angenommen werden. Die Kugelmutter führt eine Ausgleichsbewegung in beide Richtungen aus. Dieser sog. gaußsche Jitter ist normalverteilt, so dass er sich in der Summe, wie sie z.B. bei der Kennwertbildung vorgenommen wird, im Mittel nicht auswirkt. Für die Untersuchung des Signalverlaufs bedeutet der Jitter einen Amplitudenfehler und eine Verzerrung der Positions-Bezugsachse, da die tatsächliche Position zum Zeitpunkt der Triggerung nicht eindeutig ist. Aus Bild 7.3 ist zu erkennen, dass der Verlauf der Signale fertigungsbedingt nicht deterministisch ist. Mit dem durch die Ausgleichsbewegung zusätzlich vorliegenden Jitter wird eine lineare Transformation, wie z.B. die Fouriertransformation in ihrer speziellen Form große Residuen erzeugen. Insgesamt zeigen die einzelnen Messdurchgänge relativ starke Abweichungen. Die Messungen nach Bild 7.3 wurden jeweils in mehreren Durchgängen ausgeführt. Bild 7.7 zeigt beispielhaft die Unterschiede bei KGT 1 für vier Messdurchgänge. Die Signale sind außerdem messtechnisch bedingt phasenverschoben.

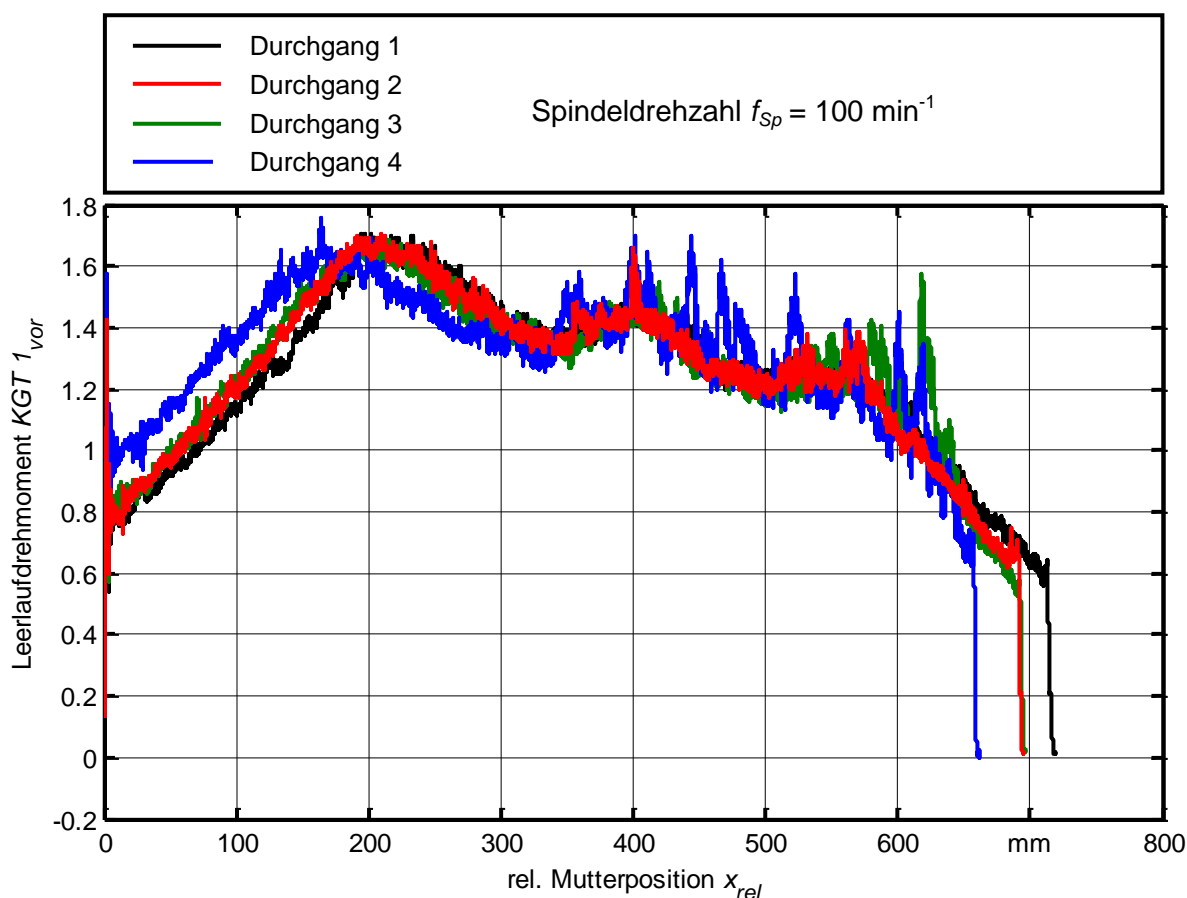


Bild 7.7: Abweichungen der Messdurchgänge bei der Leerlaufdrehmomentmessung (KGT 1)

Zur Kompensation der Phasenverschiebung wird das Signal betragstransformiert und anschließend zurück transformiert. Vor den folgenden FFT- und HHT-Analysen der Signale werden diese Unzulänglichkeiten in vier Schritten behandelt:

1. Abtrennen der durch Trägheitseffekte erzeugten Losreisspitzen
2. Eliminieren des Phasenversatzes
3. Eliminieren des statischen Anteils des Drehmoments
4. Lineare Mittelung der Messdurchgänge

Die Hysteresemessung entsteht aus der Differenz der Signalverläufe für Vor- und Rückwärtsvershub:

$$T_H(x) = \overline{T(x)} - \overline{T(x)} \quad (7.12)$$

Alle durchgeführten Messdurchläufe beider Richtungen sind als unabhängige Experimente zu betrachten. Üblicherweise werden bei auf Integraltransformationen beruhenden Messungen

die Messdurchgänge gemittelt. Da die vorbereitende Integraltransformation linear ist, spielt es mathematisch zwar keine Rolle, in welcher Reihenfolge gemittelt und transformiert wird, wegen des Phasenversatzes muss jedoch die Betragsrücktransformation vor der Mittelung erfolgen. Das gemittelte Hysteresedrehmoment $T_H(x)$ ist:

$$\overline{T_H(x)} = \frac{1}{m} \left(\sum_{k=1}^m F^{-1} \left\{ \left| F \left\{ \overline{T_k(x)} \right\} \right| \right\} - \sum_{k=1}^m F^{-1} \left\{ \left| F \left\{ \overline{T_k(x)} \right\} \right| \right\} \right) \quad (7.13)$$

Das Leistungsspektrum des gemittelten Hysteresedrehmoments ist:

$$G_{yy}(\overline{T_H(x)}) = F \left\{ \overline{T_H(x)} \right\} * \overline{F \left\{ \overline{T_H(x)} \right\}} \quad (7.14)$$

Die Leistungsspektren der Hysteresedrehmomente sind in Bild 7.8 dargestellt. Die den Steigungen der KGT entsprechenden Auflösungen bei 25 m^{-1} (KGT 1 bis KGT 6) und 20 m^{-1} sind eindeutig als Moden identifizierbar. Höher aufgelöste (dichtere) Moden sind wegen des exponentiell zunehmenden Jitterfehlers nach Gleichung (7.11) zu stark verrauscht und daher schwierig zu identifizieren. Die Messbedingungen ergeben teilweise unbefriedigende Spektren (KGT 2 und KGT 5) insgesamt lassen sich aber KGT -Betriebsmoden in den zeitbasierten Verläufen der Leerlaufdrehmomente identifizieren.

Bei der Erfassung der richtungsabhängigen Drehmomenthysterese wird der zeitlich ungleichförmige Anteil des Messsignals nicht einfach richtungsbezogen gespiegelt. Dadurch entstehen im Messsignal zusätzlich zu den gesuchten und tatsächlich stationär vorhandenen geometrischen und mechanischen Hysteresen, störende rein zeitbezogene Hysteresen, was eine Trennung zusätzlich erschwert.

Aufgrund des durch die Mittelung einhergehenden Informationsverlusts, ist die Angabe bzw. Betrachtung der Korrelation der unterschiedlichen Messdurchgänge, entsprechend der Forderung der Angabe der Standardabweichung eines einzelnen Messdurchgangs (siehe Kapitel 7.1.2), für eine Messung nach DIN ISO 3408-3 anzugeben.

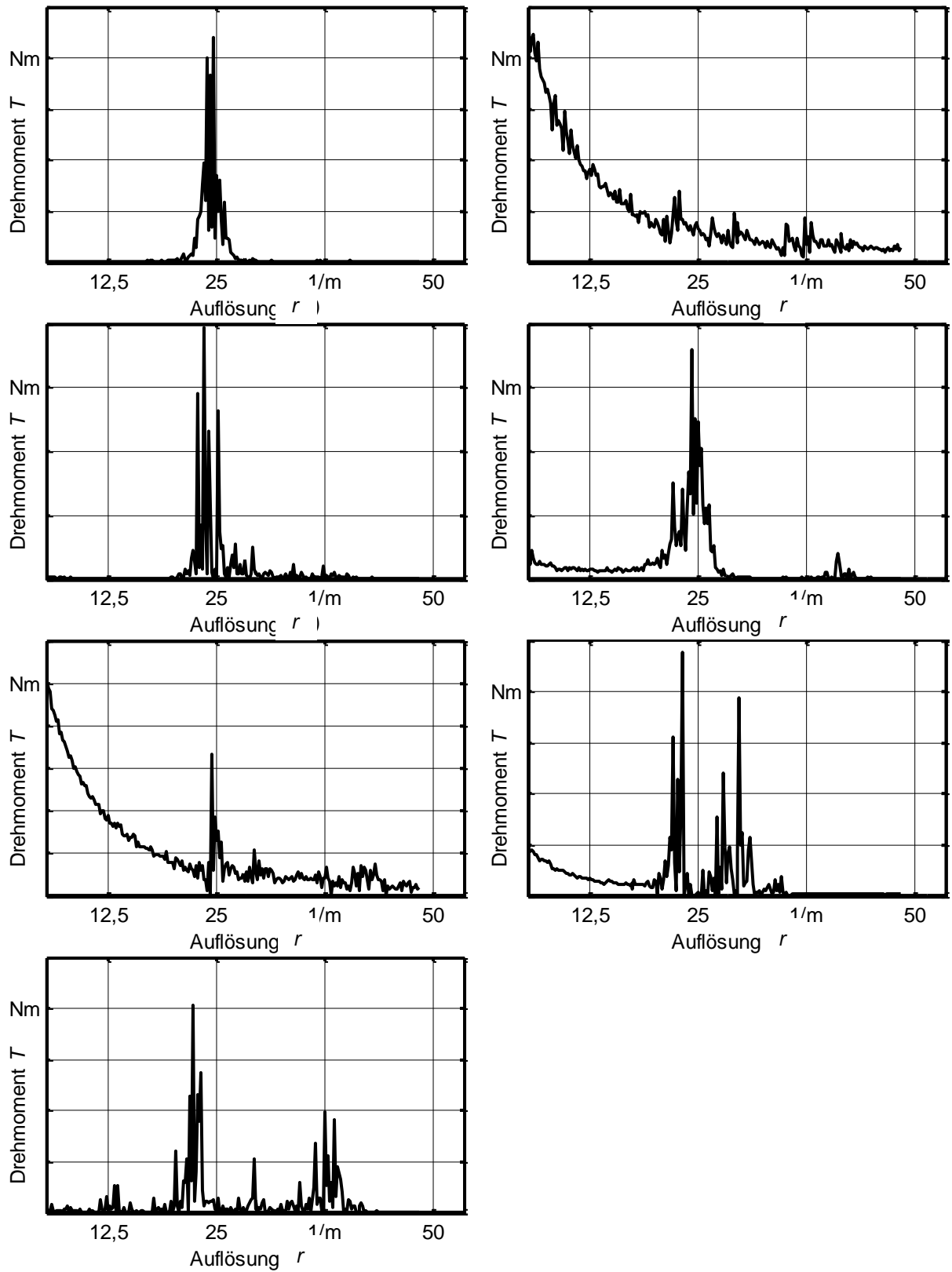


Bild 7.8: Die qualitative Analyse der Leistungsspektren der Hysteresedrehmomente zeigt die den Steigungen entsprechenden KGT -Betriebsmoden bei 25 m^{-1} (KGT 1 bis KGT 6) und 20 m^{-1} (KGT 7)

7.2.2 Hilbert-Huang-Transformation des Drehmomentverlaufs

Die in Bild 7.8 dargestellten Spektren zeigen für dichtere Moden keine signifikanten Peaks. Sie wurden mit der linearen Fouriertransformation erzeugt. Eine nichtlineare, empirische Zerlegung der Messsignale ist mit der Hilbert Huang Transformation (HHT) möglich. Bild 7.3 zeigt, dass sich die Drehmomentverläufe aus verschiedenen Anteilen zusammensetzen. Einerseits sind Signalanteile vorhanden, die einen stochastischen Charakter vermuten lassen, andererseits müssen alle Anteile von den Betriebsmoden der KGT verursacht sein. Diese chaotische Signalform bietet sich zur Analyse nach dem in Kapitel 2.3.2 vorgestellten HHT-Algorithmus an. Der in Kapitel 2.3.1 vorgestellte *WARP-Algorithmus* scheidet wegen dem unbekanntem momentanen Drehzahl- bzw. Positionsverhalten der Mutter $x_{rel}(n(t))$ aus.

Erster Schritt der HHT ist die Zerlegung des Messsignals in die IMF c_i . Die Zerlegung des exemplarischen Drehmomentverlaufs von KGT 1 ist in Bild 7.9 dargestellt. Die EMD wurde mit der Software *MatLab* der Fa. *The MathWorks, Inc.* nach [RIL07] durchgeführt.

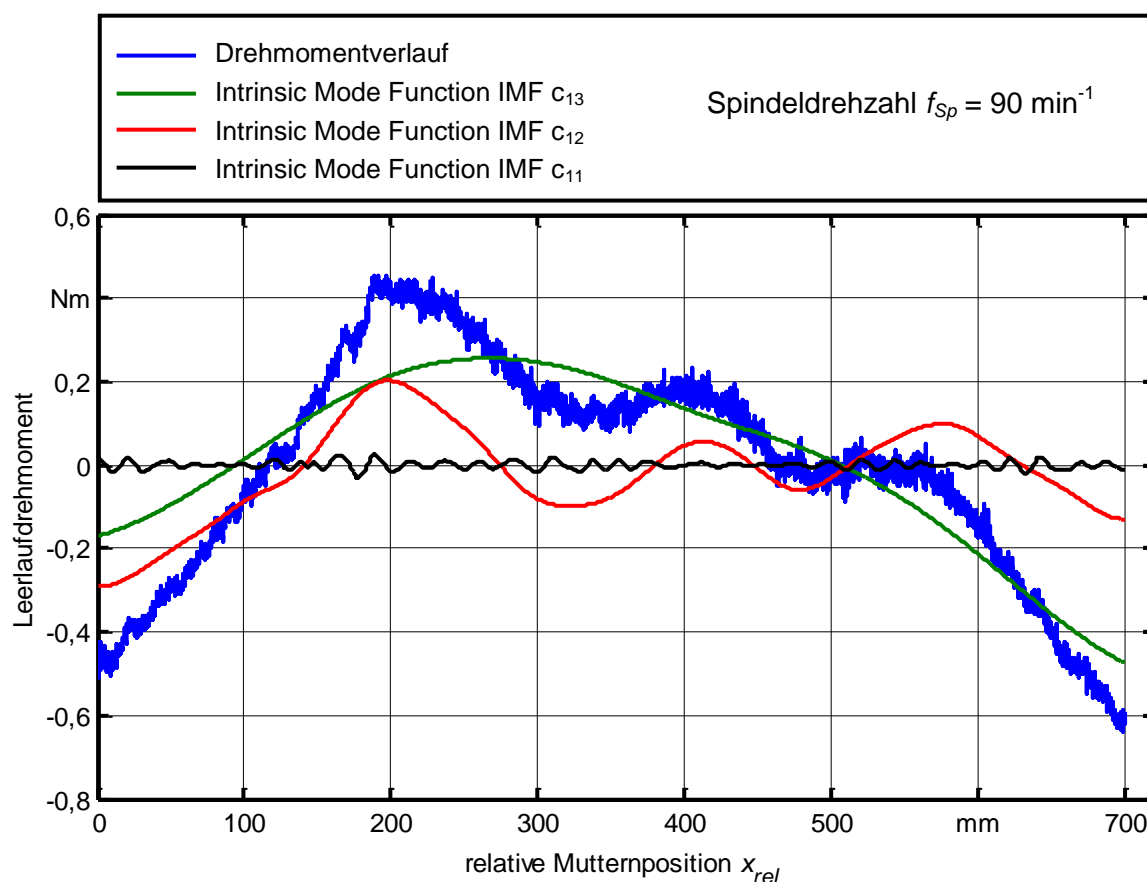


Bild 7.9: Zerlegung des Drehmomentsignals in die IMF c_{13} bis c_{11}

Die höher auflösenden Signalschwankungen c_{11} bis c_4 sind in Bild 7.10 vergrößert dargestellt.

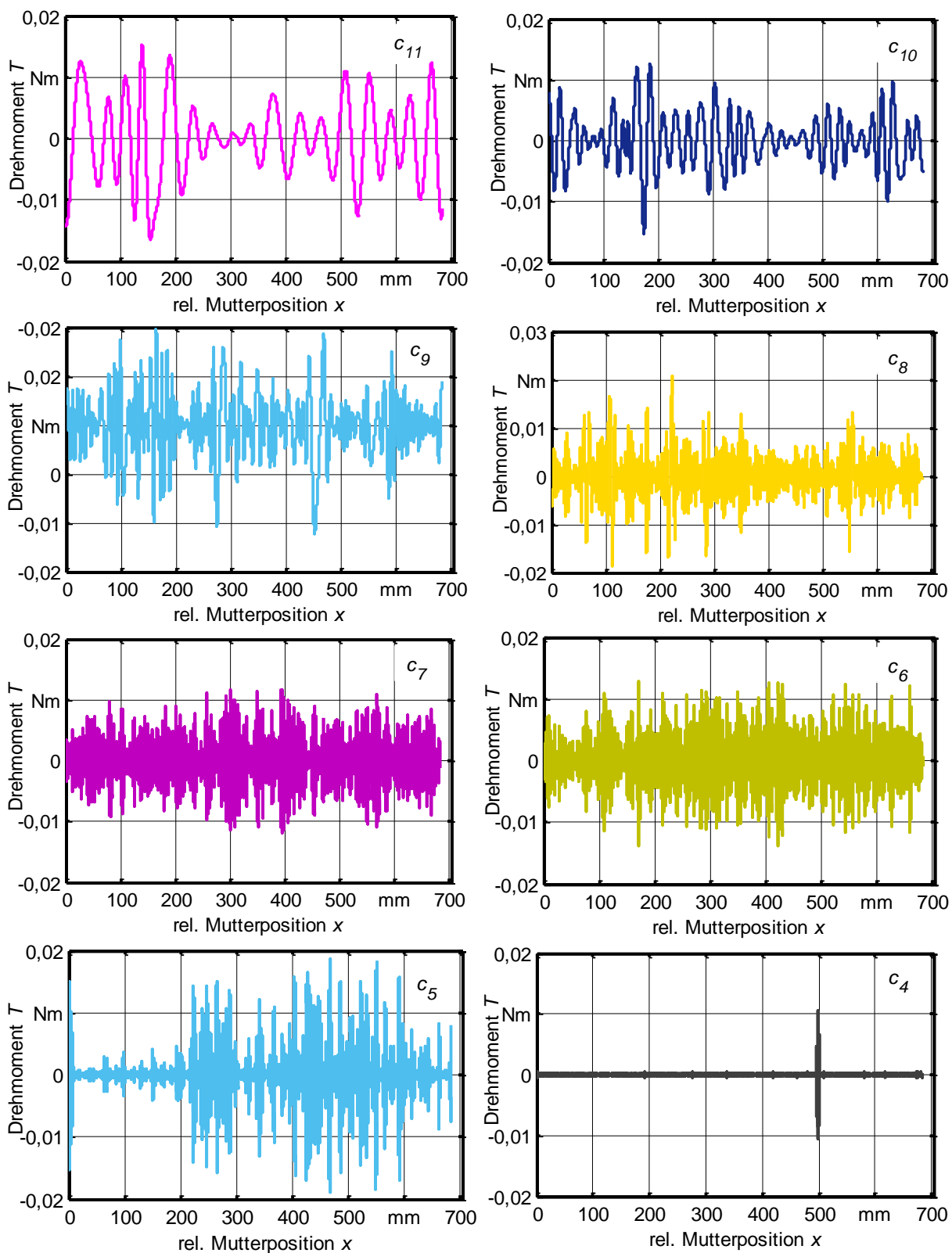


Bild 7.10: IMF c_4 bis c_{11} des Leerlaufdrehmomentverlaufs $T(t)$ von KGT 1 Vor4

Im Vergleich zu den Messdurchläufen KGT 1 Vor1 bis KGT 1 Vor3 nach Bild 7.7, zeigt der untersuchte Verlauf KGT 1 Vor4 (Bild 7.9) verhältnismäßig wenig Störungen. In c_4 nach Bild 7.10 ist jedoch die Störstelle aus Bild 7.3 und Bild 7.7 bei 500 mm wieder zu erkennen.

Da die IMF im vorliegenden Versuch ausschließlich durch die Betriebsmoden der KGT verursacht sein können, müssen sie sich in den einzelnen c_i widerspiegeln. Auffällig ist der Sprung von c_{12} nach c_{11} . Die ortsbezogene Darstellung der Mutterbewegung lässt die IMF der Geometrie zuordnen. Ein Vergleich mit den technischen Daten des untersuchten KGT offenbart die Zusammenhänge: IMF c_i , deren Anzahl S_i von Nulldurchgängen und Extrema kleiner als das Verhältnis von Muttergewindelänge l_{Mutter} zu Messstrecke l_{mess} ist (mit $l_{mess} > l_{Mutter}$) sind dem Spindelschaft zuzuordnen:

$$S_i = \frac{l_{mess}}{l_{Nur}} \quad (7.15)$$

Analog lassen sich die Charakteristischen Daten (vgl. Tabelle 6-1) der KGT den „Ordnungen“ der IMF zuordnen. Die nächstmögliche Ordnung ergibt sich aus der Gewindelänge der Kugelmutter bzw. wegen der Vorspannung ihre halbe Länge.

Da sich im Fall des Vorschubantriebs die Betriebsmoden bestimmen lassen (vgl. Kapitel 0), kann das Abbruchkriterium des Sifting anhand der *S-number* und den *Charakteristischen Distanzen* $1/z_i$ entsprechend gewählt werden. Eine Betrachtung der Konvergenz nach Gleichung (2.9) scheint weniger hilfreich. Insbesondere zeigt c_4 , dass ein einzelner Peak das Erreichen des Abbruchkriteriums verhindern kann.

$$SD_k = \frac{\sum_{t=0}^T |h_{1(k-1)}(t) - h_k(t)|^2}{\sum_{t=0}^T h_{1(k-1)}(t)^2} \quad (2.9)$$

Für eine weiter führende Analyse sieht die HHT jeweils die Hilbert-Transformation der IMF c_i vor. Die Hilbert-Transformation ist eine problemorientierte Analyse von amplitudenmodulierten Signalen. Daher ist es sinnvoll, die Analysefunktion in Abwandlung der ursprünglichen HHT problemorientiert zu wählen (vgl. Kapitel 2.3). Für die IMF nach Bild 7.10 wurden jeweils die FFT ausgeführt. Die für die Modentrennung relevanten qualitativen Ergebnisse sind in Bild 7.11 (unskaliert) dargestellt.

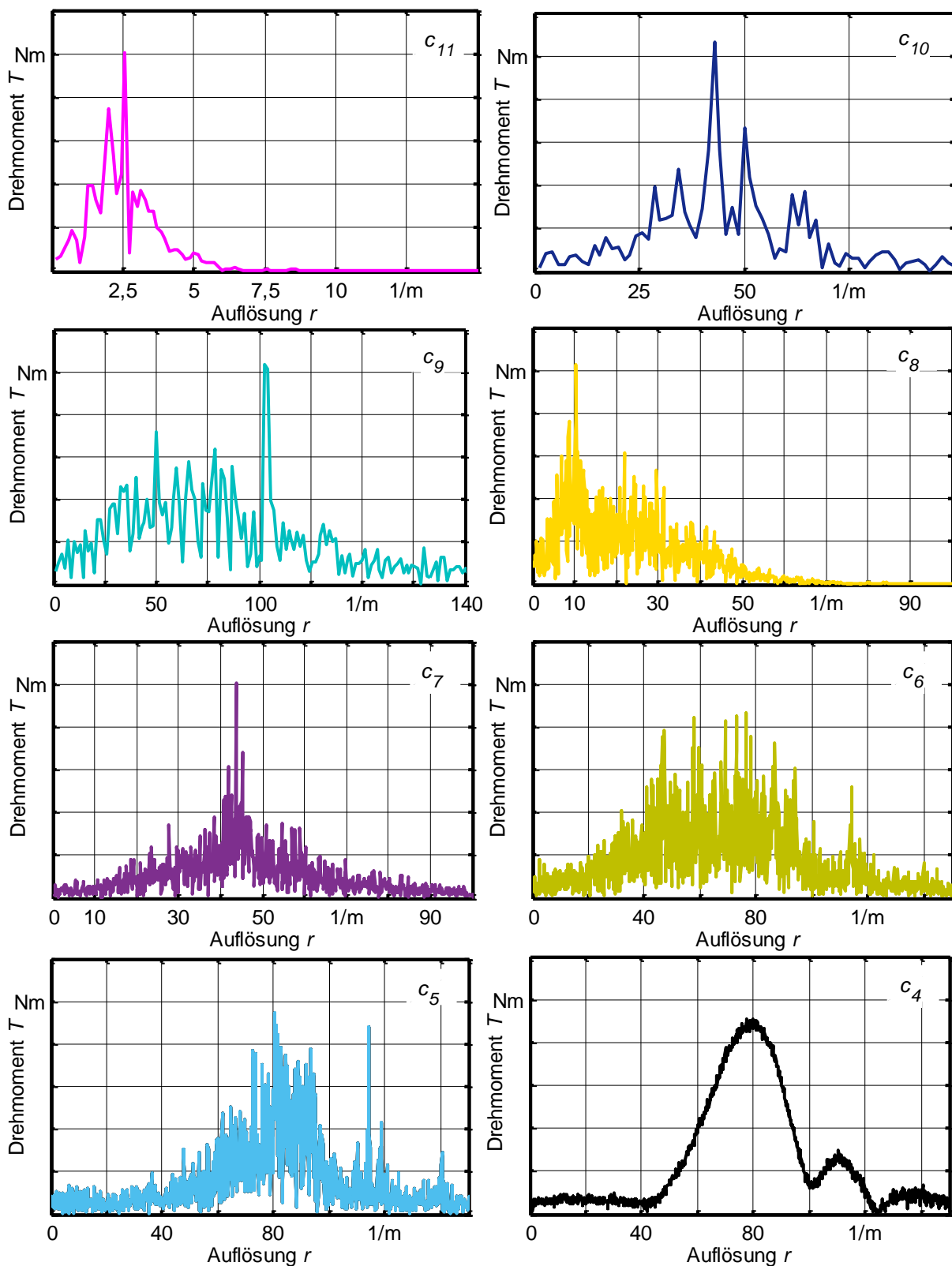


Bild 7.11: Qualitative Analyse der IMF des Drehmoments $T(t)$ durch Fouriertransformation

Zum Vergleich zeigt Bild 7.12 die direkte FFT. Die hohen Anteile niedriger Auflösung stören. Eine Modentrennung ist schwierig.

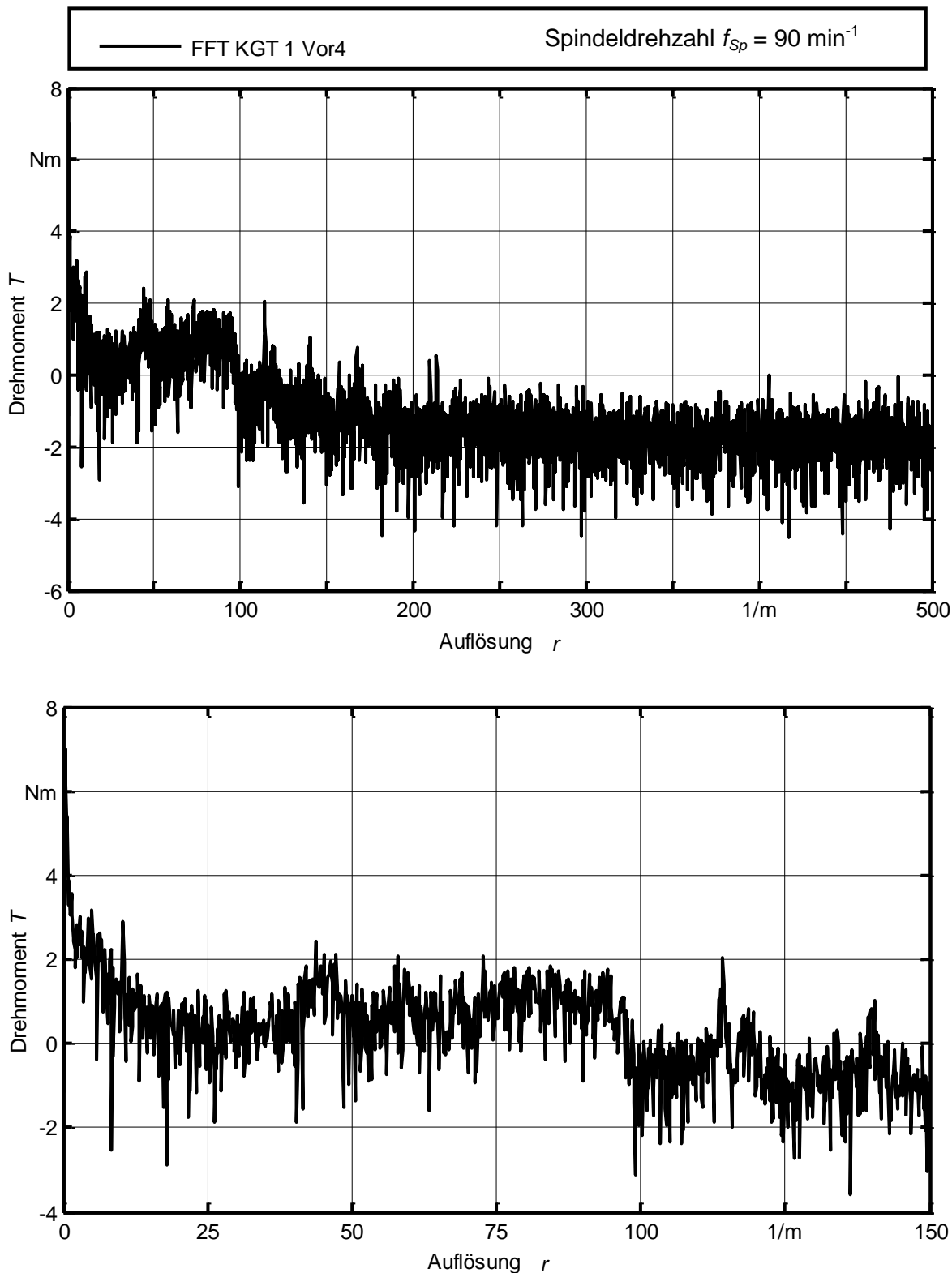


Bild 7.12: Fouriertransformierte des Leerlaufdrehmoments (Ausschnittsvergrößerung unten)

Die modifizierte HHT zeigt ein hohes Potenzial bei der Analyse von Kugelgewindetrieben. Deren Drehmoment-Verhalten zeichnet sich dadurch aus, dass das Messsignal aus nicht vorhersagbaren stochastischen Anteilen und aus deterministischen Anteilen besteht. Die bei-

den Arten der Anteile lassen sich sehr gut trennen. Die stochastischen Anteile sind im Wesentlichen Schwankungen längerer Dauer, während die deterministischen Anteile Schwankungen kurzer Dauer sind. Insbesondere leistet die EMD die Trennung in intrinsische stochastische und intrinsische deterministische Moden.

Für eine weitere Entwicklung der Methode kann die EMD mit einer Vielzahl von problemorientierten weiteren Signalanalysen (Wavelet, Hilbert, Fourier etc.) kombiniert werden (vgl. auch Tabelle 2-2 und Tabelle 2-3). Aus der Kombination der EMD und der problemspezifischen Strategie ergibt sich eine Vielzahl von Kombinationsmöglichkeiten. Dabei ist zu beachten, dass die EMD keine Integraltransformation ist. Insbesondere besteht *keine* Linearität, so dass gilt:

$$HHT\{a \cdot x(t) + b \cdot y(t)\} \neq a \cdot HHT\{x(t)\} + b \cdot HHT\{y(t)\} \quad (7.16)$$

Bei der Hysteresemessung als ein wichtiges Werkzeug für die Untersuchung von Vorschubantrieben, muss Gleichung (7.16) berücksichtigt werden.

7.2.3 Bewertung der zeitbasierten Verfahren

Rechts- und Linkslauf unterscheiden sich im Verlauf erheblich (in den Beträgen der Kenngrößen geringfügiger). Dies steht im Widerspruch zur Erwartung eines gespiegelten Verlaufs. Es liegt die Vermutung nahe, dass dies auf die Kugelrückführung zurückzuführen ist. Zur Identifikation der Signalmoden des KGT wäre es daher wünschenswert, die Kugelrückführung zu identifizieren.

In den Kapiteln 7.1.1 bis 7.2.2 wurden ausgewählte Verfahren der strategischen Signalanalyse zur Zustandserfassung vorgestellt. Insgesamt gibt es eine große Vielzahl von Verfahren, die für die Eignung für das spezifische Problem getestet werden müssten. Zum einen ist dies nicht Gegenstand der Arbeit, zum anderen würde die Vielzahl der Kombinationsmöglichkeiten schnell den Rahmen sprengen.

Die Bildung von Kennwerten nach Kapitel 7.1.2 liefert nur beschränkte Aussagen über den Zustand des untersuchten KGT. Bei den Kennfunktionen zerfällt die Signalanalyse in die Aufgaben der Transformation und der problemspezifischen Analyse. Im Fall des KGT zeigt die Zerlegung des Drehmomentsignals in IMF durch die EMD der Hilbert-Huang-Transformation gute Ergebnisse. Sie trennt stochastische von deterministischen Signalanteilen.

Das Betriebsverhalten des Kugelgewindetriebs ist deterministisch beschreibbar. Im Gegensatz zu vielen anderen chaotischen Systemen ist es keine Black Box. Aus den Modellierungen lässt sich erkennen, dass das kinematische Verhalten exakt modellierbar ist. Ein ideal bewegter Vorschubantrieb müsste demnach ideale Messsignale liefern. Dies bedeutet, dass die Unzulänglichkeiten ausschließlich aus der Ungleichförmigkeit der Bewegung resultieren. Alle zeitbasierten Verfahren unterliegen dieser Problematik der Verzerrung bzw. des Abtastjitters, was sich auf höhere Frequenzen gravierender auswirkt (vgl. Bild 7.6 bzw. Gleichung (7.11)). Die Qualität des Signals reicht trotz der hohen Abtastrate nicht aus. Der in Kapitel 2.3.1 vorgestellte *WARP-Algorithmus* ist nur auf Signale mit bekannter Drehmomentschwankung anwendbar. Im vorliegenden Fall ist die Schwankung nicht vorherseh- bzw. mit der Methodik nicht messbar. Die ungleichförmige Bewegung und der Abtastjitter sind als vorherrschende Probleme zu sehen, die sich mit der nachgeschalteten Signalaufbereitung nicht vollständig beherrschen lassen werden. Insbesondere können die Betriebsmoden der Umlenkungen nicht identifiziert werden. Dies ist hauptsächlich von der Art der Anbindung der Kraftmesszelle verursacht. Die der industrieüblichen Praxis nachempfundene Methode erzeugt Signale, die zu ungleichförmig sind.

Die richtungsabhängigen Signalunterschiede lassen sich in geometrisch grobe und feine Anteile unterscheiden, die jeweils dem kinematischen Verhalten des KGT zugeordnet werden können. Aus den geschilderten Einschränkungen und den Anforderungen an die hier adressierte Zustandsüberwachung während des Regelbetriebs (vgl. Kapitel 3.2) ergibt sich eine Konkretisierung der Aufgabenstellung:

- Eliminierung des Abtastjitters insbesondere bei hohen Frequenzen
- Beseitigen der Signalverzerrung unter instationären Bedingungen d.h. bei ungleichförmiger Vorschubbewegung
- Nutzung der Hysterese als wesentlicher Indikator für den Zustand des KGT, genauer: der Kugelmutter bzw. der Umlenkstücke

Da die Signalbeeinträchtigungen durch den Betriebszustand und nicht durch das Betriebsverhalten verursacht werden, liegt die Lösung darin, entweder, wie dargelegt, die störenden Signalanteile möglichst zu eliminieren oder durch messtechnische Maßnahmen ihr Einkoppeln in das Messsignal von vornherein zu verhindern.

Aus den Anforderungen ergab sich die Entwicklung der im nachfolgenden Kapitel dargelegten Messmethode und der damit verknüpften, in Kapitel 6.2 vorgestellten, theoretischen Grundlage der *Charakteristischen Distanz und Auflösung*.

8 Methodik der Charakteristischen Distanz und Auflösung

Das Konzept der *Charakteristischen Distanz und Auflösung* beruht auf der Erfassung der Achsposition als absoluter Größe. Das bedeutet, dass das Messsystem die Position als Führungsgröße physikalisch zur Verfügung stellen muss. Dazu wird aus dem Positionssignal, welches vom Rotationsencoder des Servomotors oder vom Linearencoder des Maschinentischs abgegriffen werden kann, die Führungsgröße gebildet.

8.1 Messkonzept der Charakteristischen Distanz und Auflösung

Das Blockschaltbild des Signalflusses ist in Bild 8.1 dargestellt. Die digitalisierten Signale der beiden Positionsmesssysteme werden zwei Countern der digitalen Zählerkarte der Fa. *National Instruments, NI PCI 6601* zugeführt. Die Karte verfügt über vier Counter / Timer mit 32 bit (Aufwärts- / Abwärtszähler) bei einer maximalen Referenzfrequenz von 20 MHz (60 MHz mit Vorteilern). Der erste Counter erfasst die Anzahl der Impulse. Sein Ausgang wird über einen in der Messsoftware realisierten 1/n-Pulse-Divider einem zweiten Counter zugeführt. Auf diese Weise kann der Counter auf die gewünschte Samplingdistanz von $D < D_s = 0,18727$ mm eingestellt werden. Die gemäß dem Abtasttheorem minimal notwendige Auflösung ergibt sich aus der am feinsten aufgelösten Betriebsmode, der *Charakteristischen Auflösung* des Kugelspins z_{Kugel} nach Gleichung (6.42) bzw. nach Tabelle 6-1:

$$2 \cdot z_{Kugel} = 2 \cdot 2670 m^{-1} = 5340 m^{-1} \quad (8.1)$$

Dies entspricht einer maximalen Samplingdistanz D_s von 0,18727 mm. Der Teilungsfaktor n ergibt sich aus dem Interpolationsfaktor i_I , der Auflösung des Interpolators A_I und der Teilungsperiode des Messensors T_M . Für den hier verwendeten Linearencoder gilt (Abrunden auf den nächsten ganzzahligen Wert):

$$n = n_{\max} = \downarrow \frac{T_M \cdot i_I \cdot A_I}{D_s} = \downarrow \frac{20 \mu m \cdot 4 \cdot 250}{0,18727 mm} = \downarrow 106,797672 = 106 \quad (8.2)$$

Nach Gleichung (8.2) ist von den mit der gegebenen Einstellung erfassten Impulsen mindestens jeder 106. Impuls des Encoderausgangs zu erfassen, um die Abtastbedingung zur Erfassung der Abrollauflösung der Kugeln nach Gleichung (8.1) zu erfüllen. In der Praxis bewährt

es sich, die Nyquist-Bedingung über zu erfüllen. Dafür wählt man das Dreifache der Auflösung des zu beobachtenden Ereignisses ($n_{max} = 70$). Die maximale Samplingfrequenz der Messkarte und die Ausgangsfrequenz des Interpolators nach Kapitel 4.2, Bild 4.5 müssen aufeinander abgestimmt sein. Im vorliegenden Fall stimmen die maximale Ausgangsfrequenz des Interpolators und die maximale Samplingfrequenz der Messkarte überein.

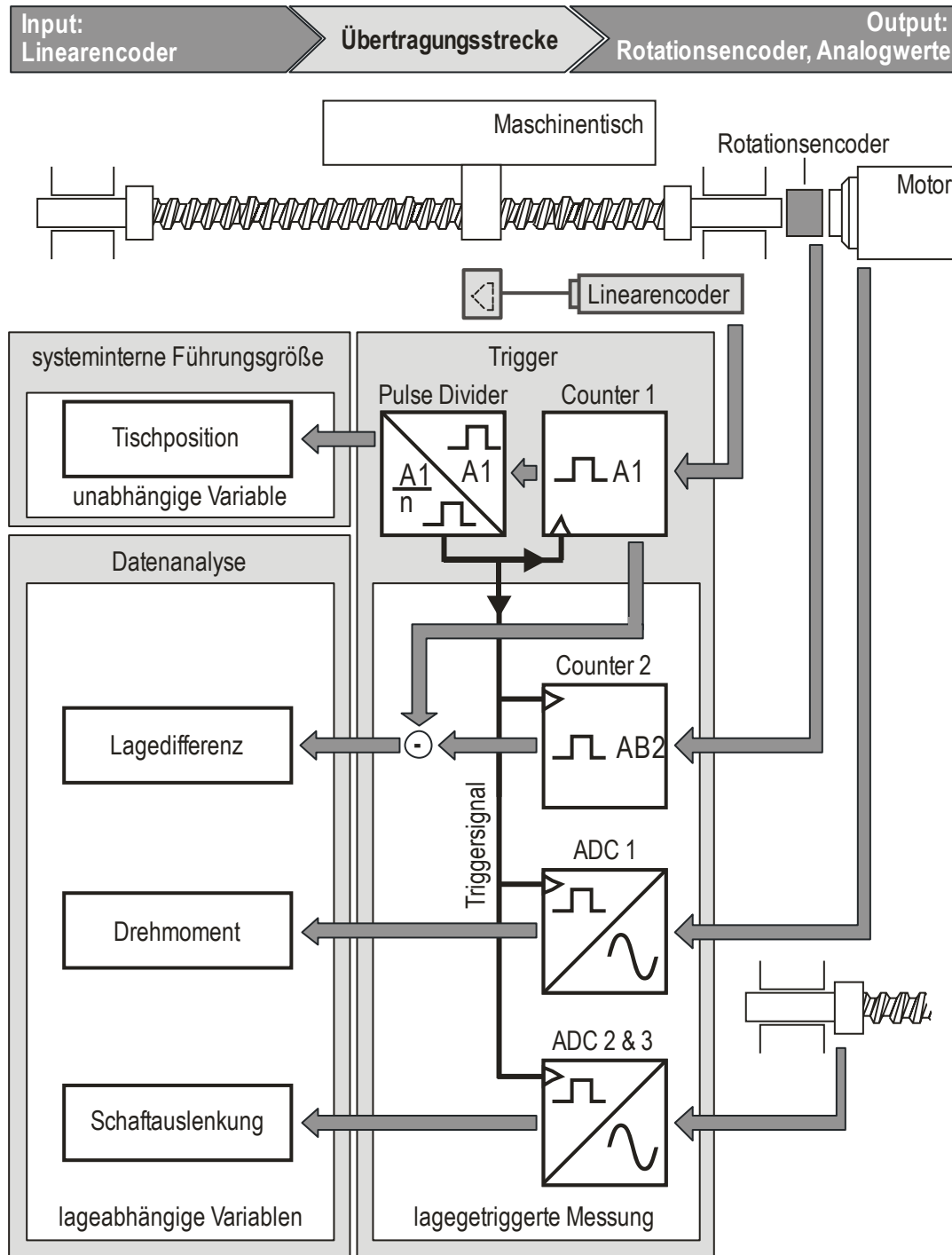


Bild 8.1: Signalflussplan zur Erfassung lageabhängiger Variablen mit der Tischposition als absoluter, geometrischer Bezugsgröße

Der Messaufbau nach Bild 8.1 erfasst die Messsignale des Linearencoders des Maschinentisches als Eingang der Vorschubmechanik und an deren Ausgang, jeweils gebildet durch den Rotationsencoder. Bei Drehmoment bzw. Schaftauslenkung ist die Bezugsgröße die rotatorische Lage. Die Mechanik ist die Übertragungsstrecke des Ausgangssignals bezogen auf das Eingangssignal. Der Messaufbau trägt dem Kausalitätsprinzip nicht nur durch die Erfassung von Ein- und Ausgang (Prinzip der Übertragungsfunktion) Rechnung, sondern auch dadurch, dass nur beim Vorliegen einer Ursache eine Wirkung erfasst wird. Dies erfolgt, indem bei der triggernden räumlichen (wahlfreien) rotatorischen oder linearen Position eine Veränderung vorliegen muss. Ohne Ursache wird nicht getriggert bzw. kein Messwert aufgenommen. Bei zeitbasierten Messprinzipien erfolgt die Triggerung durch die systemexterne, nicht kausale Dimension Zeit, wodurch nicht zuletzt Signalverzerrungen (Jitter und „Warp“) entstehen (siehe Bild 7.6 bzw. [NAH99]). In erster Linie sind es diese, oftmals chaotischen oder stochastischen Verzerrungen, die eine lineare Analyse der Signale verhindern.

Im Lauf der Experimente hat es sich als wenig sinnvoll erwiesen, den Kugelspin in der Datenerfassung zu berücksichtigen. Die Auswertungen zeigen, dass die dominierende Mode des KGT neben der Steigung die Kugelrückführung ist. Die notwendige Samplingdichte kann deshalb entsprechend geringer gewählt werden (siehe Tabelle 6-1).

8.2 Lagedifferenz

Der Messaufbau erfasst die Tischlage als absolutes Bezugssignal. Das Übertragungsverhalten der Mechanik wird somit messtechnisch direkt erfasst. Die Tischlage, als unabhängige Variable für die weiteren Messgrößen, muss physikalisch erzeugt werden. Bild 8.2 zeigt die so gemessene Differenz der Signale des rotatorischen und des linearen Positionssensors. Die in Bild 8.2 dargestellten Verläufe können in den Auflösungsbereich transformiert werden. Die Ergebnisse sind in Bild 8.2 oben im Lageursprungsbereich für einen ungeschädigten und einen geschädigten KGT, unten jeweils im Auflösungsbereich dargestellt.

Die nach Kapitel 6.1 bzw. 6.2 hergeleiteten Betriebsmoden bilden sich eindeutig in der Auflösungsverteilung ab. In Bild 8.2 sind die *Charakteristischen Auflösungen* bei 877 m^{-1} für das Überrollen der Spindel und 723 m^{-1} für die Kugelmutter zu erkennen. Weiterhin bildet sich die Steigung des KGT bei 100 m^{-1} und als deren Ordnungen bei 200 m^{-1} und 300 m^{-1} ab.

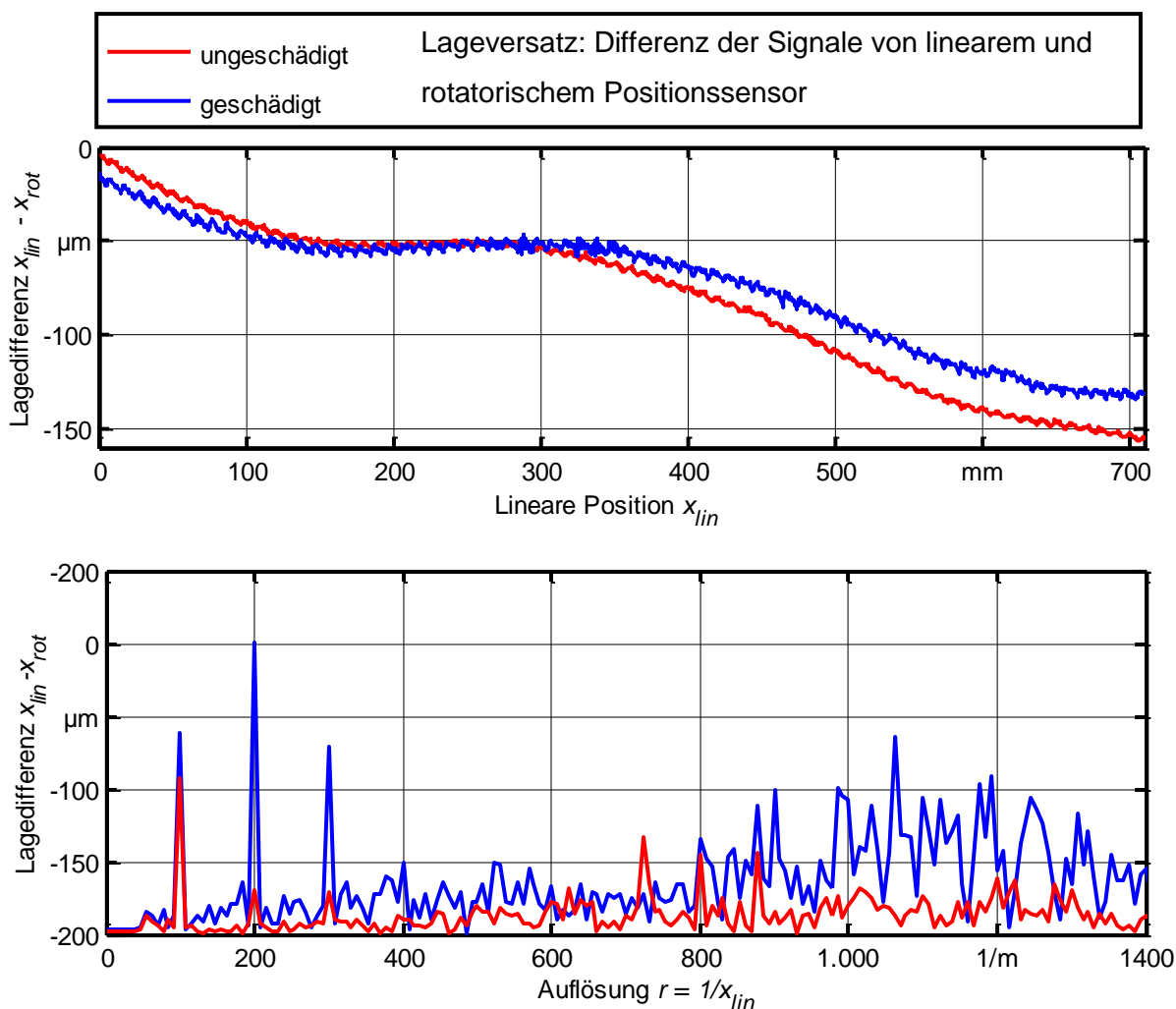


Bild 8.2: Lagedifferenz von rotatorischem und linearem Positionssensor des Vorschubantriebs

Eine vergrößerte Darstellung liefert Bild 8.3. Es zeigt die Abhängigkeiten der Mittenlage der charakteristischen Peaks (1) bzw. deren Abstand (2) von der Geometrie des Kugelgewindetriebs. Der in Bild 8.3 ersichtliche Peak bei 800 m^{-1} lässt sich auf die Anzahl 8 der Gewindegänge in der Kugelmutter zurückführen.

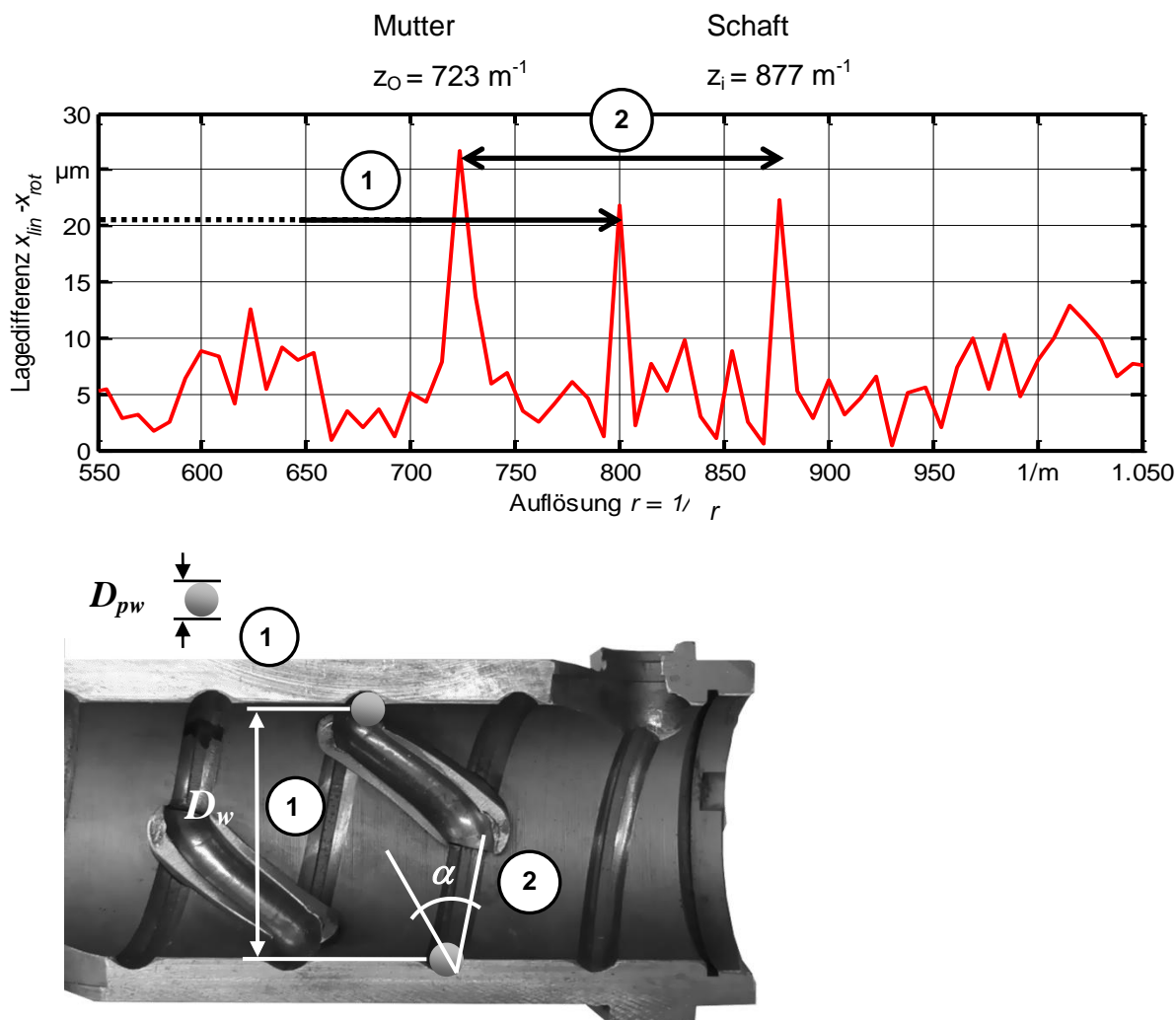


Bild 8.3: Abhängigkeit der Modenlage von der KGT-Geometrie

Die Mittenlage der Moden (1) ist bestimmt vom Verhältnis des Wälzkörperdurchmessers D_{pw} zum Wälzkörperkreisdurchmesser D_w , ihr Abstand (2) vom Druckwinkel α :

$$1/2 \cdot |z_{Mutter} + z_{Schaft}| \in \Theta\left(\frac{D_{pw}}{D_w}\right) \quad (1) \tag{8.3}$$

$$|z_{Mutter} - z_{Schaft}| \in \Theta(\alpha) \quad (2) \tag{8.4}$$

Die Beziehungen (8.3) und (8.4) zeigen, dass die Moden mit sehr hoher Trennschärfe eindeutig identifizierbar sind. Bei den erfassten Größen handelt es sich physikalisch *nicht* um Schwingungen, sondern um Schwankungen. Es werden die *statischen* Größen Weg und Drehmoment erfasst, die keine Wellencharakteristik haben. Störungen der Linearität wie Interferenz, Resonanz, Phasenverschiebung, Modulation oder Dispersion treten nicht auf.

8.3 Drehmoment

Für eine weitere Analyse im Lagebereich wurde der Spindelschaft mit einer Schädigung präpariert (Bild 8.4). Die Schadstelle wurde während der auf die Rotationslage des Servomotors bezogenen Drehmomentmessung in beiden Richtungen überrollt.



In der Laufbahn aufgeschweißte und überschliffene Erhebung von ca. 5 mm Ausdehnung

Bild 8.4: Präparation der KGT-Spindel mit einer Schädigung bei Position $x = 300$ mm

Den Zusammenhang von Betriebsverhalten und Signalen zeigt Bild 8.5.

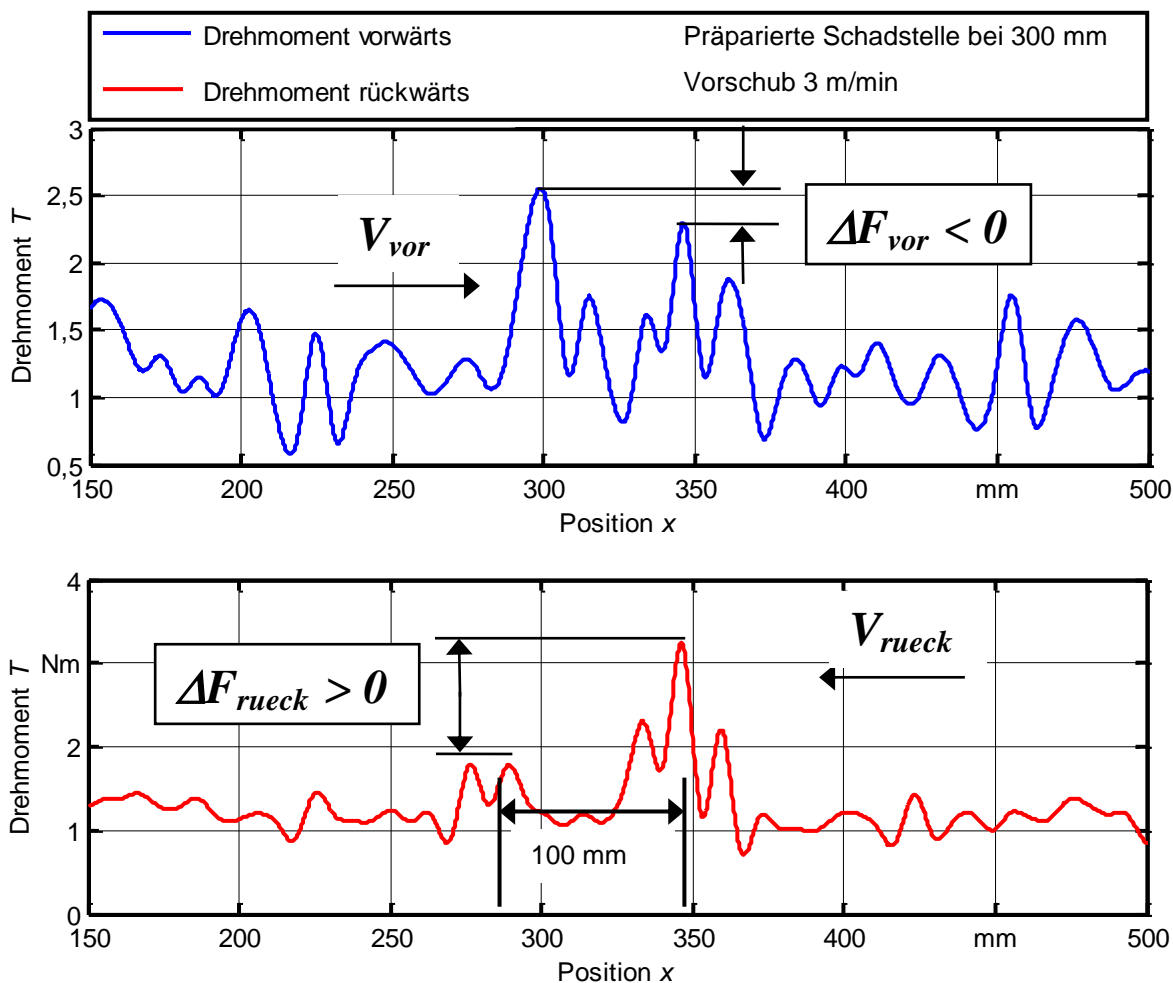


Bild 8.5: Drehmomentverläufe beim Überrollen einer Schadstelle in positiver und negativer Vorschubrichtung V_{vor} und V_{rueck}

Die Verläufe aus Bild 8.5 bilden die Länge der Kugelmutter bzw. deren etwas kürzere Gewindelänge von 100 mm ab. Weiter ist der Versatz der Hysteresemessung von ca. 10 mm zu erkennen. Die Sprunghöhe $\Delta F = F_1 - F_2$ der jeweiligen Richtungen ist durch die asymmetrische Form der Störstelle verursacht, hängt also insgesamt von deren Geometrie ab. Auffällig ist, dass sich beim Auffahren ein negativer, beim Ablaufen ein positiver Drehmomentsprung einstellt. Das Verhalten wird durch die Vorspannung der Einzelmutter mit Steigungsversatz verursacht. Den Zusammenhang illustriert Bild 8.6.

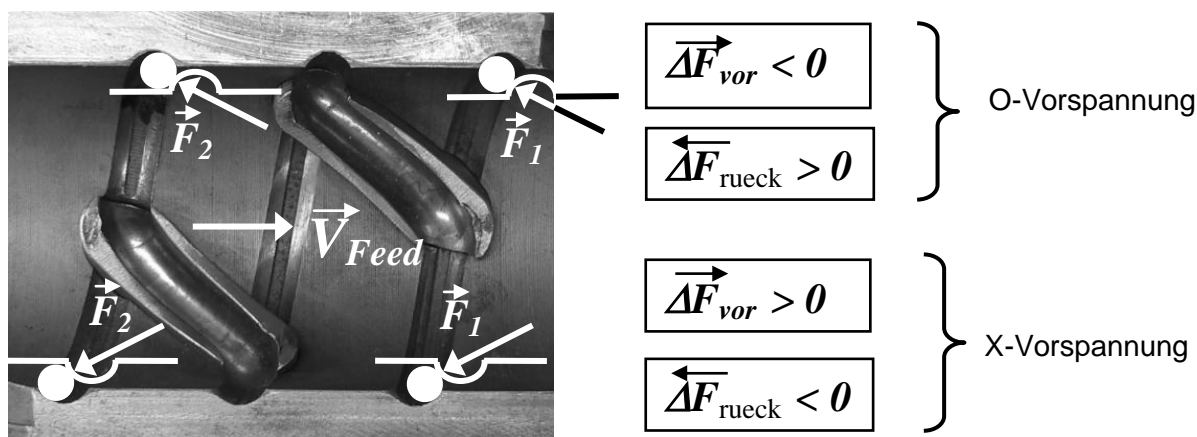


Bild 8.6: Wirkungsweise der Vorspannung auf die Drehmomentverläufe, oben: O-Vorspannung, unten: X-Vorspannung

Trifft eine Kugel bei der O-Vorspannung auf die Schadstelle, so eilt ihr die unbelastete Gewindeflanke voraus (Bild 8.6, oben rechts). Die Kugel liegt in der Wirkungsrichtung der Kraft bereits an der Gewindeflanke an, sie kann nicht ausweichen. Die entstehende Kraft ist daher größer als die Kraft der zweiten Kugel, die der Kraft nachgeben kann (Bild 8.6, oben links). Der entsprechend umgekehrte Fall der X-Vorspannung ist in Bild 8.6 unten dargestellt.

8.4 Vergleich von Drehmoment und Lagedifferenz

Eine der Drehmomenterfassung vergleichbare Untersuchung wurde mit der Erfassung der Positionen des Linear- und des Rotationsdrehgebers durchgeführt. Der Versuch erfolgte an einem intakten KGT. Die in den Auflösungsbereich transformierten Ergebnisse sind in Bild 8.7 dargestellt. Für die Messungen wurde die Vorschubgeschwindigkeit von 3 m/min auf 2 m/min verringert. Wie Bild 8.7 im Vergleich mit Bild 8.2 und Bild 8.3 zeigt, bleibt die Auflösungstransformation davon erwartungsgemäß unberührt. Die *Charakteristischen Auflösungs-*

gen des KGT sind nach wie vor 723 m^{-1} , 800 m^{-1} und 877 m^{-1} . Der KGT hatte unter einer Betriebsstunde, als die Messung durchgeführt wurde. Die Moden sind bereits eindeutig.

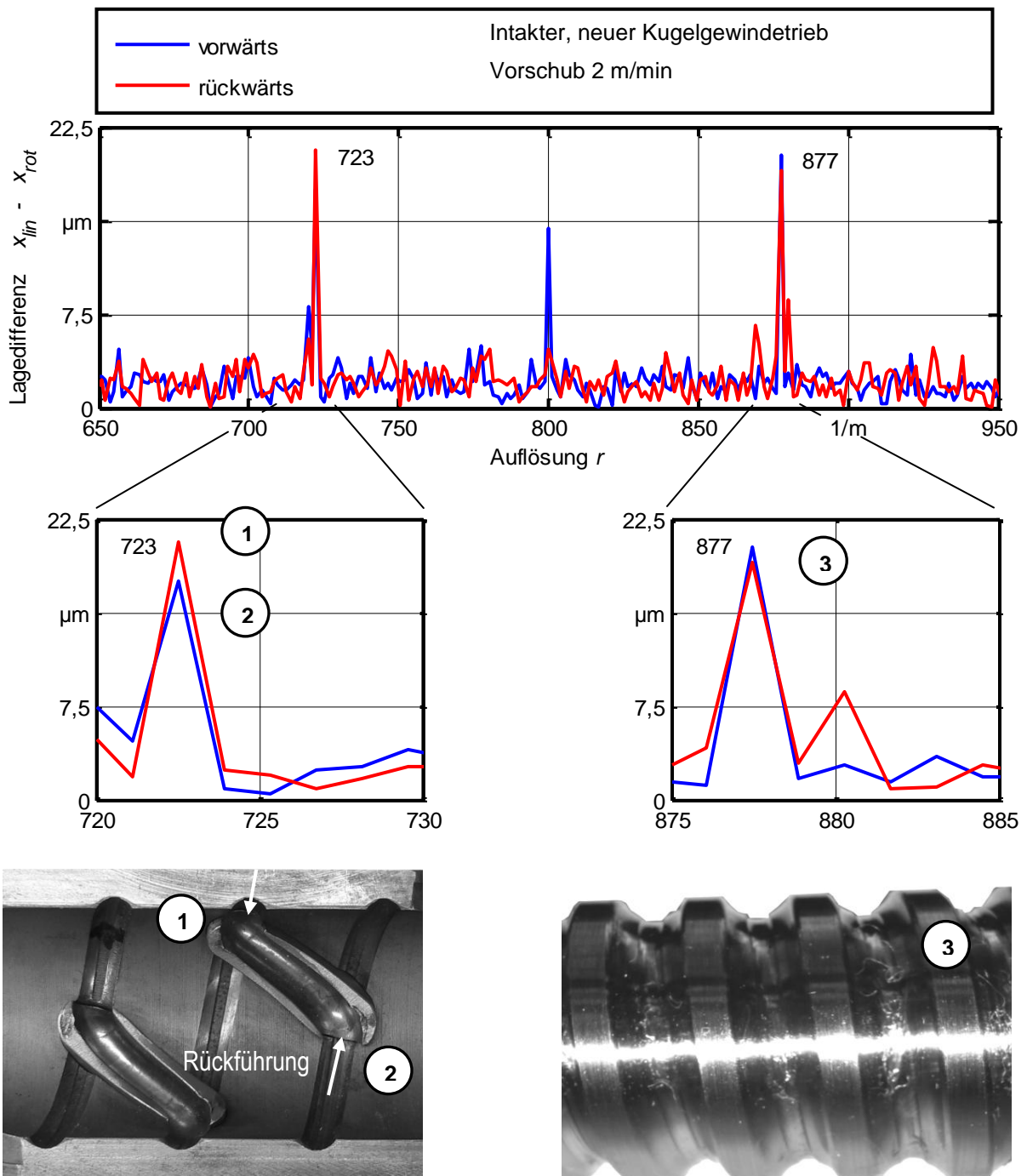


Bild 8.7: Richtungsabhängige Lagedifferenzsprünge der Mutter (723 m^{-1} , 1, 2) und des Spindelschafts (877 m^{-1} , 3) eines neuen KGT bei der Hysteresemessung

Die Vergrößerungen zeigen, dass bei den charakteristischen Peaks des Schafts und der Mutter unterschiedliche Lagesprünge vorliegen. Erwartungsgemäß sind die Sprünge eines intakten

Schafts sehr gering. Entsprechend Bild 8.5 zeigt sich wiederum das der X-Vorspannung entsprechende Amplitudenverhalten.

8.5 Schaftauslenkung

In einem weiteren Experiment wurde die Nutationsbewegung des Spindelschafts auf die Maschinentischposition bezogen. Die Nutationsbewegung entsteht durch umlaufende Kräfte während der Vorschubbewegung [FRE10, GOL90a]. Es wird die radiale Auslenkung des freien Endes des KGT in orthogonalen Koordinaten erfasst (bzgl. der Maschinenachsen in y- und z- Richtung). Der Messaufbau ist in Bild 8.8 abgebildet. Die dreidimensionale Darstellung der Messdaten zeigt den Orbit der Bewegung bezogen auf die Maschinentischposition. Zu erkennen ist die Störstelle gemäß Bild 8.4 bei 300 mm.

Ziel des Versuchs war, zu ermitteln, ob durch die von der Störstelle ausgelöste ungleichförmige Bewegung die Signalqualität im Auflösungsbereich beeinträchtigt wird.

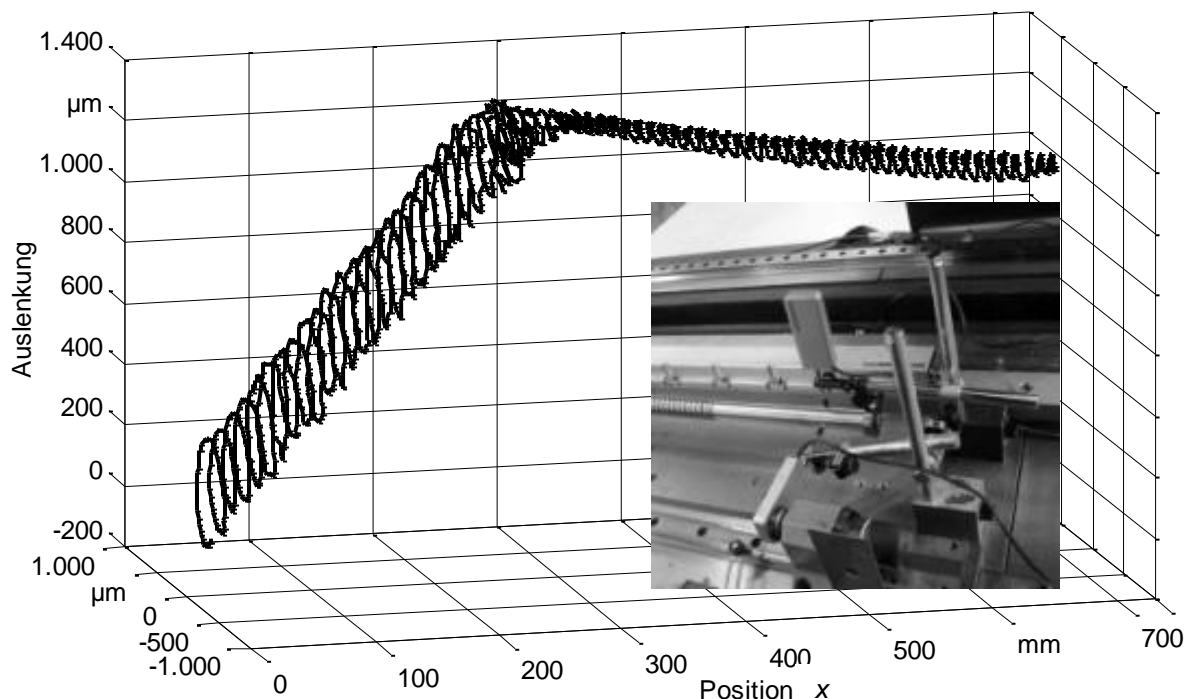


Bild 8.8: Orbitdiagramm der Schaftauslenkung beim Überfahren einer Schadstelle.

Die Fouriertransformierte der y- und z-Auslenkung ist in Bild 8.9 dargestellt. Die Peaks der der Steigung zuzuordnenden Betriebsmode bei 100 m^{-1} ist für beide Messtaster klar abgegrenzt. Die Messung zeigt, dass die durch die Schadstelle erzeugte ungleichförmige Bewe-

gung durch den Bezug auf die tatsächliche physikalische Position des Maschinentischs nicht verzerrt wird. Die Peaks der Betriebsmode und ihrer Seitenbänder sind schmalbandig, klar getrennt und lageinvariant.

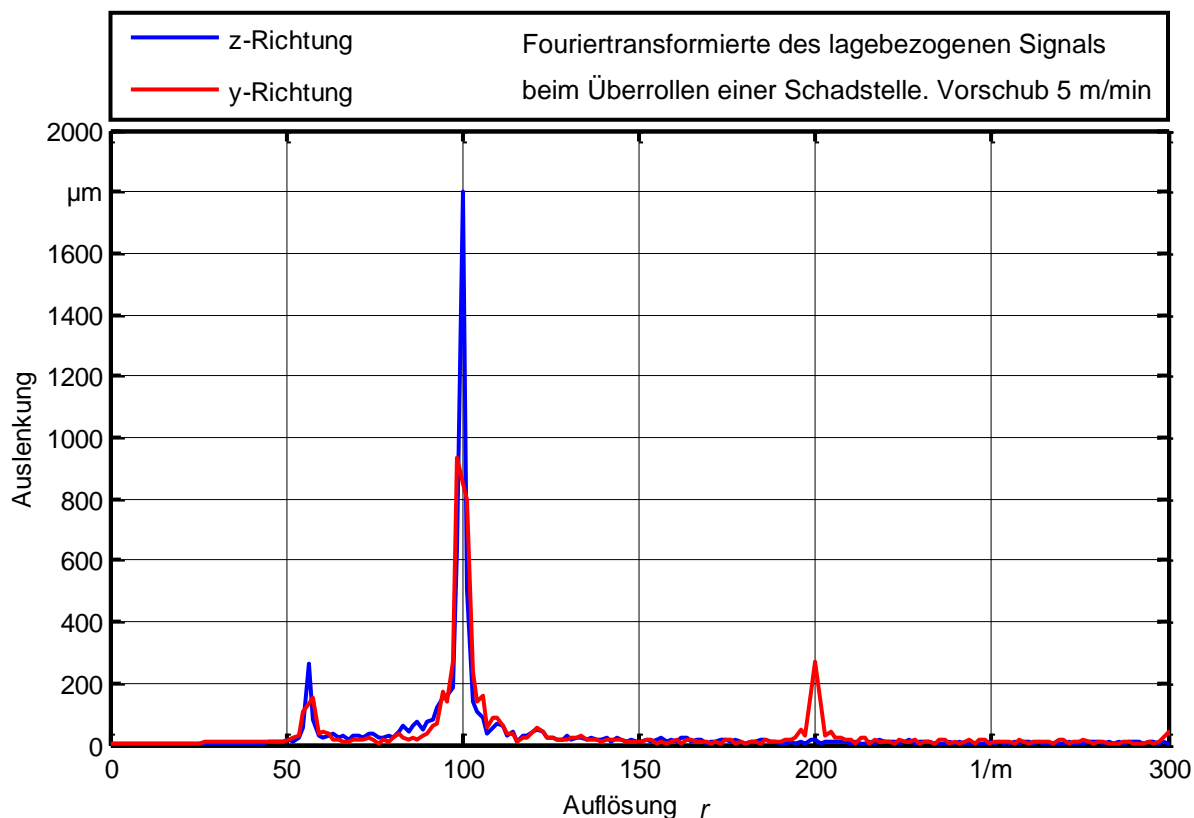


Bild 8.9: Die Fouriertransformierte der Auslenkungen am Spindelende zeigt die Betriebsmode der Steigung bei der Auflösung von 100 m^{-1}

Die oben geschilderten Experimente zeigen qualitativ (die Störung auf dem Schaft ist als undefinierte Geometrie keine Basis für quantitative Messungen), dass eine Erfassung verschiedener Messgrößen (Lageversatz, Drehmoment und Spindelauslenkung) nach dem Prinzip der *Charakteristischen Distanz und Auflösung* eine Signalerfassung bei variierender Geschwindigkeit und die Vermeidung des Jitterfehlers ermöglicht. Die Methode bildet daher eine geeignete Basis für eine Zustandsüberwachung unter ausschließlicher Verwendung der im Servoregler verarbeiteten Größen. Die Signalqualität im Sinne einer eindeutigen Trennung der Moden ist gegeben. Form und Lage der charakteristischen Peaks sind invariant. Das Überfahren der Schadstelle ist im Ursprungsbereich außerdem eindeutig erkennbar (Bild 8.8).

Mit Hilfe der Methodik können Schwankungen des Drehmoments bzw. der Vorspannung und der Hysterese unterschiedlichen Ursachen eindeutig zugeordnet werden. Grob auflösende Signalanteile werden von Geometriefehlern der Spindel, fein auflösende von denen der Mut-

ter, insbesondere der Umlenkstücke verursacht. Letztere werden verstärkt angeregt, wenn die Mutter eine Zone hoher geometrischer Spindelungenauigkeit passiert (vgl. Kapitel 7.1).

9 Abnutzungserfassung durch Charakteristische Distanz und Auflösung

In den bisherigen Kapiteln erfolgten schrittweise die Vorarbeiten zur Entwicklung eines Zustandserfassungskonzepts. Dazu wurden verschiedene Modelle zur Beschreibung des Betriebsverhaltens entwickelt. Aus den Modellen leiten sich messbare physikalische Größen (Indikatoren) ab, die Abnutzung abbilden. Innerhalb der Indikatoren lassen sich Signalanteile separieren, die dem Abnutzungsverhalten einzelner Bauelemente zugeordnet werden können (Symptome). Die Umsetzung eines Messkonzepts ist aufwändig. Die Ansätze unterscheiden sich jedoch stark in ihrer Leistung. Nachfolgend wird die Auswahl der Methode erläutert und die Durchführung eines Dauerversuchs beschrieben.

9.1 Auswahl des geeigneten Messkonzepts

Modellabgleich der Eigenfrequenzverschiebung: Die Erfassung der durch den Steifigkeitsverlust verursachten Eigenfrequenzverschiebung zeigt viele konzeptionelle Mängel. Die Kenngröße ist nicht sensitiv, bis sie sich bei Erreichen einer Schwelle von ca. 50 % sehr stark ändert. Die durch kleine Parameteränderungen verursachten Modellfehler sind sehr groß. Üblich ist, die Vorspannung über die Messung des Leerlaufdrehmoments zu bestimmen bzw. einzustellen [HIW12, GOL90a]. Zieht man weiterhin die bei der in Werkzeugmaschinen gebräuchlichen Toleranzklasse T3 erlaubte Schwankung des Drehmoments von $\pm 25\%$ in Betracht, so ist eine Bestimmung der Abnutzung (keinesfalls über den gesamten Verfahrensweg des Vorschubs, d.h. an beliebiger Position) nicht möglich.

Für die Messung der Eigenfrequenz ist das System entsprechend anzuregen. Dazu kann ein Drehmoment als Gleitsinus oder Rauschen erzeugt werden. Dabei ist zu beachten, dass die Lageregelung des Systems ausgeschaltet werden muss (vgl. Reglerstruktur in Bild 4.6). Dies hat zur Folge, dass sich die Achse in einem unsicheren Betriebszustand befindet. In den Inbetriebnahmesoftwares einiger Hersteller ist die Reglereinstellung z.B. nach *Ziegler-Nichols* oder *Chien, Hrones* und *Reswick* implementiert. Dabei werden durch die oben beschriebene Frequenzmessung die nötigen Parameter ermittelt. Siemens mahnt in seiner Inbetriebnahmesoftware *SimocomU* ausdrücklich zur Vorsicht bei hängenden Achsen und empfiehlt die Sicherung gegen Herabfallen. Es ist davon auszugehen, dass ein solcher Be-

triebszustand des ausgeschalteten Lagereglers im Regelbetrieb einer Werkzeugmaschine nicht vorkommt. Die Messung ist daher online nicht durchführbar.

Weiterhin ist eine Modentrennung nahe beieinander liegender Frequenzen fraglich, so dass einzelne Bauteile nicht unterschieden werden können. Die Durchführungsweise nach [IMI06], bei der der Vorspannungsgrad einer (im Prinzip nicht verschlissenen) Kugelmutter auf gewünschte Werte voreingestellt wird, liefert nur das tautologische Ergebnis der Eigenfrequenzverschiebung in Abhängigkeit von der Muttersteifigkeit. Ein Bezug zu einem realen Verschleißvorgang besteht dort nicht. Die These des Zusammenhangs von Vorspannungsänderung und Verschleiß wird also weder qualitativ noch quantitativ schlüssig erhärtet. In der Literatur wird allgemein die Meinung vertreten, dass es nicht ausreicht, eine Signalkenngröße auf einen Schwellwert hin zu überwachen [STU86, MEL99, KOL00]. Bereits die Modellierung zeigt, dass sich der Kennwert der Eigenfrequenzverschiebung naturgemäß wie ein Schwellwert verhält (vgl. Bild 5.4, Bild 5.9 und [IMI06]). Fazit: Das Konzept ist daher *genau nicht* für die Instandhaltungsstrategie CBM geeignet. Aufgrund der (auch in Kapitel 5.1.3 bereits erwähnten) Nachteile scheint die Methode insgesamt nicht praktikabel.

Zeitbasierte Drehmomenterfassung: *Kennwerte* eignen sich nur sehr grob zur Abbildung der Abnutzung. Ihr Informationsgehalt ist insgesamt zu gering und teilweise irreführend, da gleiche Werte bei unterschiedlichem Verhalten entstehen können. Sie sind nur relativ grobe Indikatoren.

Die zeitbasierte Messdatenerfassung liefert nicht alle Betriebsmoden des KGT. Grundsätzlicher Nachteil der zeitbasierten Erfassung des Leerlaufdrehmoments ist die schlechte Signalqualität, insbesondere bei höheren Frequenzen, durch Jitter und Verzerrung. Der Jitter kann auch durch eine höhere Abtastrate nicht kompensiert werden. Die Signalanalyse ist aufwändig und vage. Eine singuläre problemspezifische Lösung ist schwierig formulierbar. Die Drehmomentmessung bei Antrieb durch einen Servoregler liefert bessere Ergebnisse, ist aber messtechnisch relativ aufwändig.

Lagebasierte Datenerfassung: Die lagebasierte Datenerfassung ermöglicht die Entkopplung von der Zeit. Da die Bezugsbasis der Lage invariant und systemintern ist, entstehen durch die Messung bei beliebiger Geschwindigkeit größer null lineare Zusammenhänge. Die in Kapitel 8 beschriebenen Versuche zeigen, dass beliebige Signale auf die Maschinentischposition bezogen werden können. Bei bewegter Achse können prinzipiell alle zeitbasierten Größen

auch lagebasiert erfasst werden. Die Methode arbeitet ausschließlich mit im Servoregler verarbeiteten Daten.

9.2 Dauerversuch zur Kenngrößenbildung

Zur Erfassung des langfristigen Verhaltens wurde ein Dauerversuch durchgeführt, der aus zwei Phasen besteht: einem Zyklus zum Verschleiß des KGT in einer begrenzten Arbeitszone und der messtechnischen Erfassung von Abnutzungskenngrößen. Ziel der Abnutzung war es, einen für alle Messungen jeweils einheitlichen Abnutungsgrad als Vergleichsbasis zu erzeugen. Dazu wird der Maschinentisch zwischen den Positionen 200 mm und 400 mm mit einer Vorschubgeschwindigkeit von 8 m/min in 22 Verschleißzyklen reversiert. Die Messungen erfolgten bei einem Vorschub von 3 m/min mit acht Mittelungszyklen in beiden Richtungen (Bild 9.1) über den gesamten Verfahrensweg.

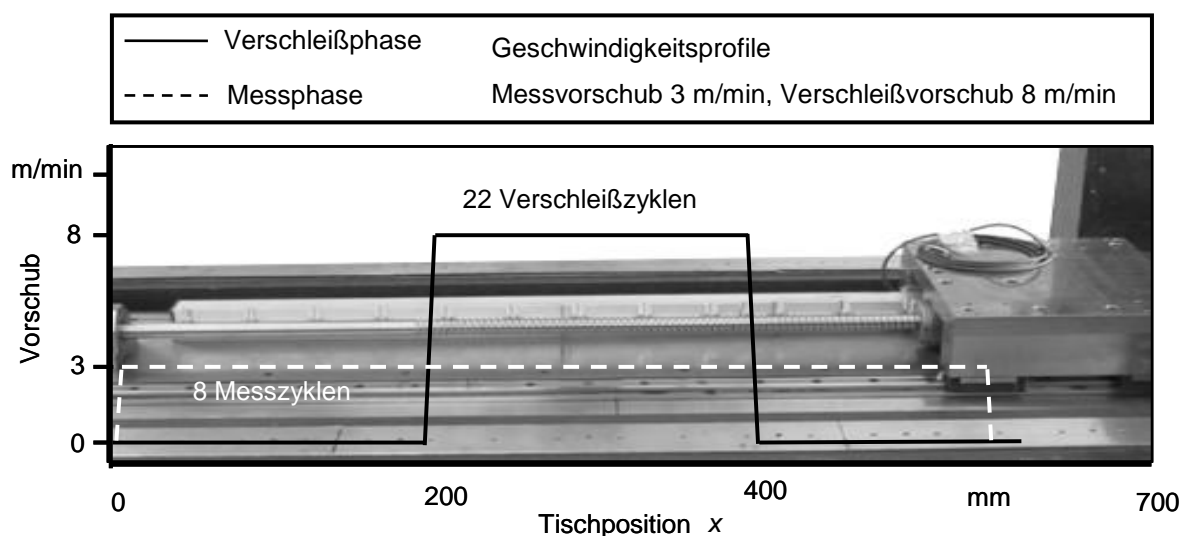


Bild 9.1: Geschwindigkeitsprofile des Dauerversuchs während der Verschleiß- und der Messphase bei einem Messbereich von 640 mm.

Um eine zeitliche Straffung des Abnutzungsvorgangs zu erzeugen, wurde der Schmierstoff des KGT mit Schleifschlamm vermischt. Zur Erzeugung der Daten wurden insgesamt 275 Gesamtzyklen durchlaufen. Während der Messungen werden als Kenngrößen die Lagedifferenz nach Bild 8.1 aus den Positionssensoren und die Vorschubgeschwindigkeit aus der Lagereglerstruktur direkt aufgezeichnet.

Bild 9.2 zeigt die Zunahme der Lagedifferenz l innerhalb der Arbeitszone während des Dauerversuchs. Für die Darstellung wurde die Lagedifferenz Hilbert-transformiert.

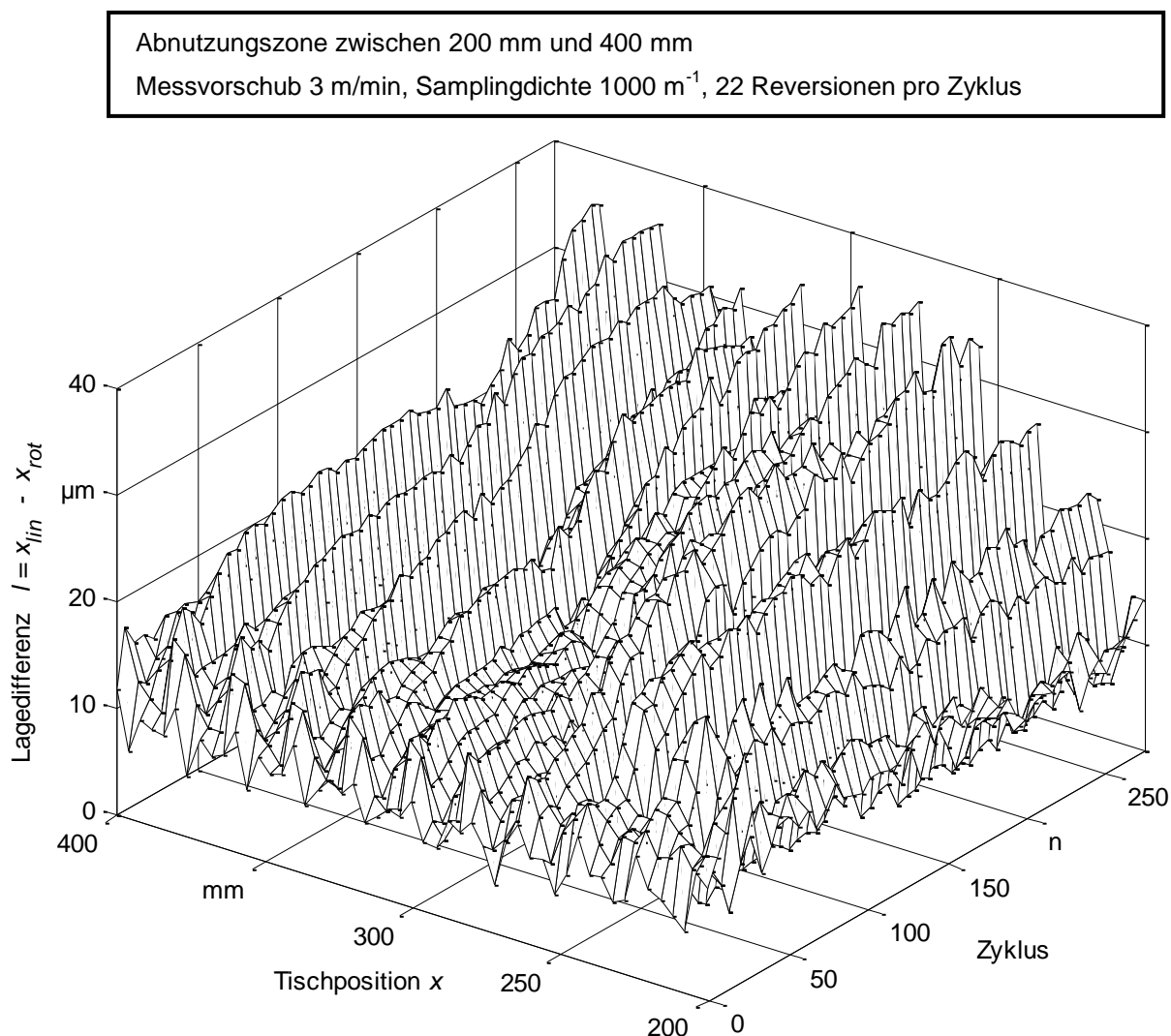


Bild 9.2: Zunahme der Lagedifferenz innerhalb der Abnutzungszone von 200 mm bis 400 mm über 275 Lastzyklen (Darstellung als Hilberttransformation)

Bild 9.3 zeigt die Verläufe der Lagedifferenz zu Beginn ($n = 0$) und am Ende ($n = 275$) des Dauerversuchs jeweils im Lage- und im Auflösungsbereich. Die Auflösungs transformierten zeigen die dominierende Steigungsmode bei $r = 100 \text{ m}^{-1}$. Im Verlauf des Zyklus $n = 275$ im Lagebereich hebt sich die Arbeitszone im Bereich von 200 mm bis 400 mm deutlich ab. Diese Abnutzung ist dem Spindelschaft zuzuweisen. Da auch die Kugelmutter abnutzt, ist der Bereich außerhalb der Zone betroffen. Die Abnutzung des Schafts ist ortsfest, während die der Kugelmutter den gesamten Verfahrensbereich betrifft. In der Auflösungs transformierten schlägt sich dieser Anteil bei $r = 0$ nieder. Insbesondere entsteht in den Randzonen der Reversion über der Länge der Kugelmutter von ca. 100 mm jeweils eine weitere stärker ausgebildete Abnutzungszone. Bild 9.3 zeigt im Lagebereich einen zunehmenden Gleichanteil des Betrags

der Lagedifferenz. Eine Auswertung auf der Basis einer Hilberttransformation berücksichtigt nur die Schwankungsbreite innerhalb der Einhüllenden, der Gleichanteil bleibt unberücksichtigt. Daher erfasst die Hilberttransformation nicht den gesamten Abnutzungseffekt.

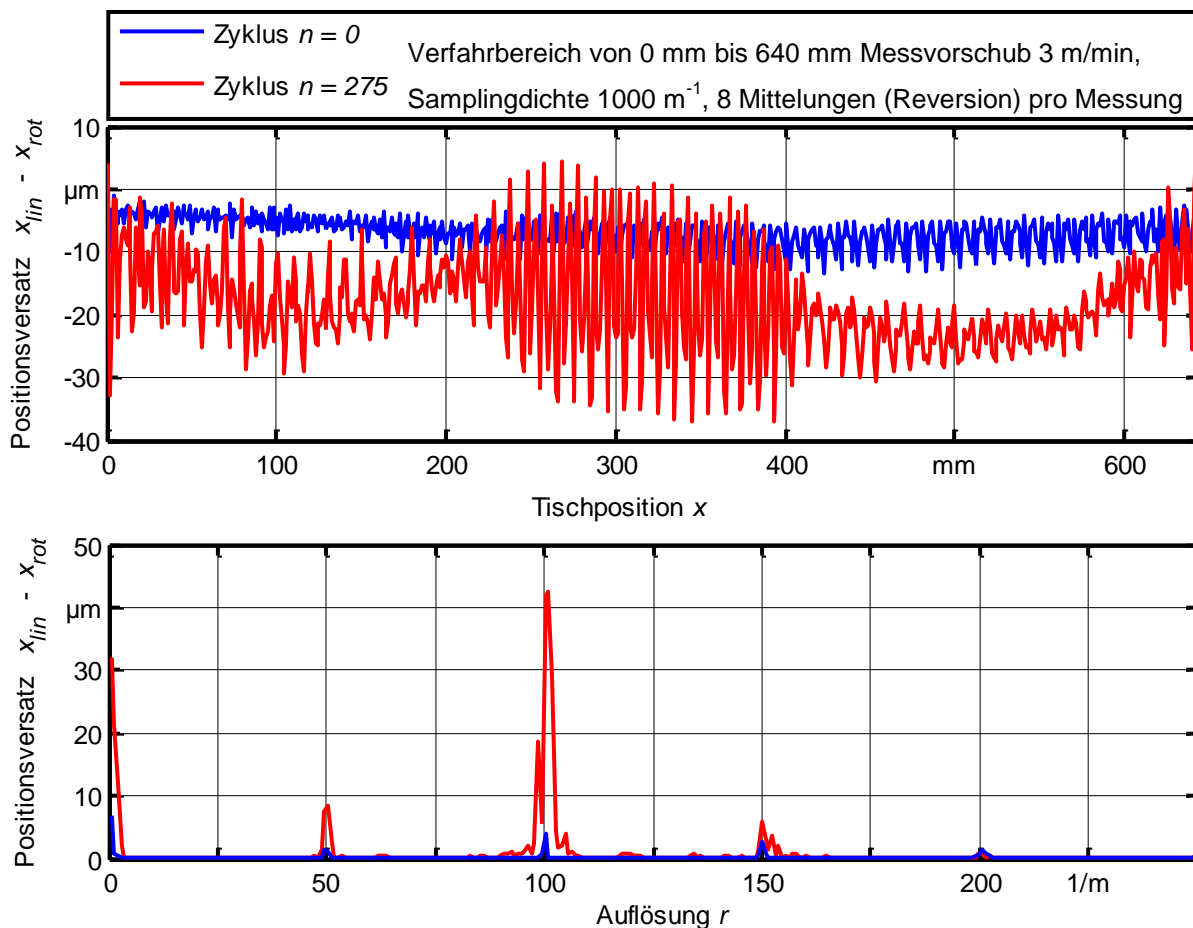


Bild 9.3: Verläufe der Lagedifferenz zu Beginn des Dauerversuchs $n = 0$ und bei $n = 275$ im Lage- (oben) und Auflösungsbereich (unten)

Eine Transformation in den Auflösungsbereich über alle Zyklen zeigt Bild 9.4. Die Steigungs-Betriebsmode bei $r = 100 \text{ m}^{-1}$ des Kugelgewindetriebs ist über die gesamte Dauer eindeutig ausgeprägt. Dies bedeutet, dass erwartungsgemäß die Abnutzung des gesamten Vorschubantriebs, der in der Messgröße abgebildet ist, ausschließlich durch den KGT verursacht ist. Eine eindeutige Identifikation des Abnutzungsbeitrags des Bauteils ist somit möglich.

Die Messungen erfolgten unter stationären thermischen Bedingungen über einen Zeitraum von 96 Stunden ohne Unterbrechungen. Vor der Einleitung der Abnutzung wurde der Vorschubantrieb ohne abrasive Zusätze betrieben. Es ist jedoch davon auszugehen, dass der Verschleißvorgang eine geringe zusätzliche Erwärmung des KGT verursacht. Die Temperatur wurde jedoch nicht erfasst. Ggf. ist für weitere Untersuchungen die Temperatur einzubezie-

hen. Insgesamt zeigte der KGT hier nahezu keinen (gefühlten) abnutzungsbedingten Temperaturzuwachs. Es ist davon auszugehen, dass beim hier vorliegenden Abnutzungsvorgang das Temperaturverhalten nur unter Laborbedingungen als Verschleißindikator herangezogen werden kann.

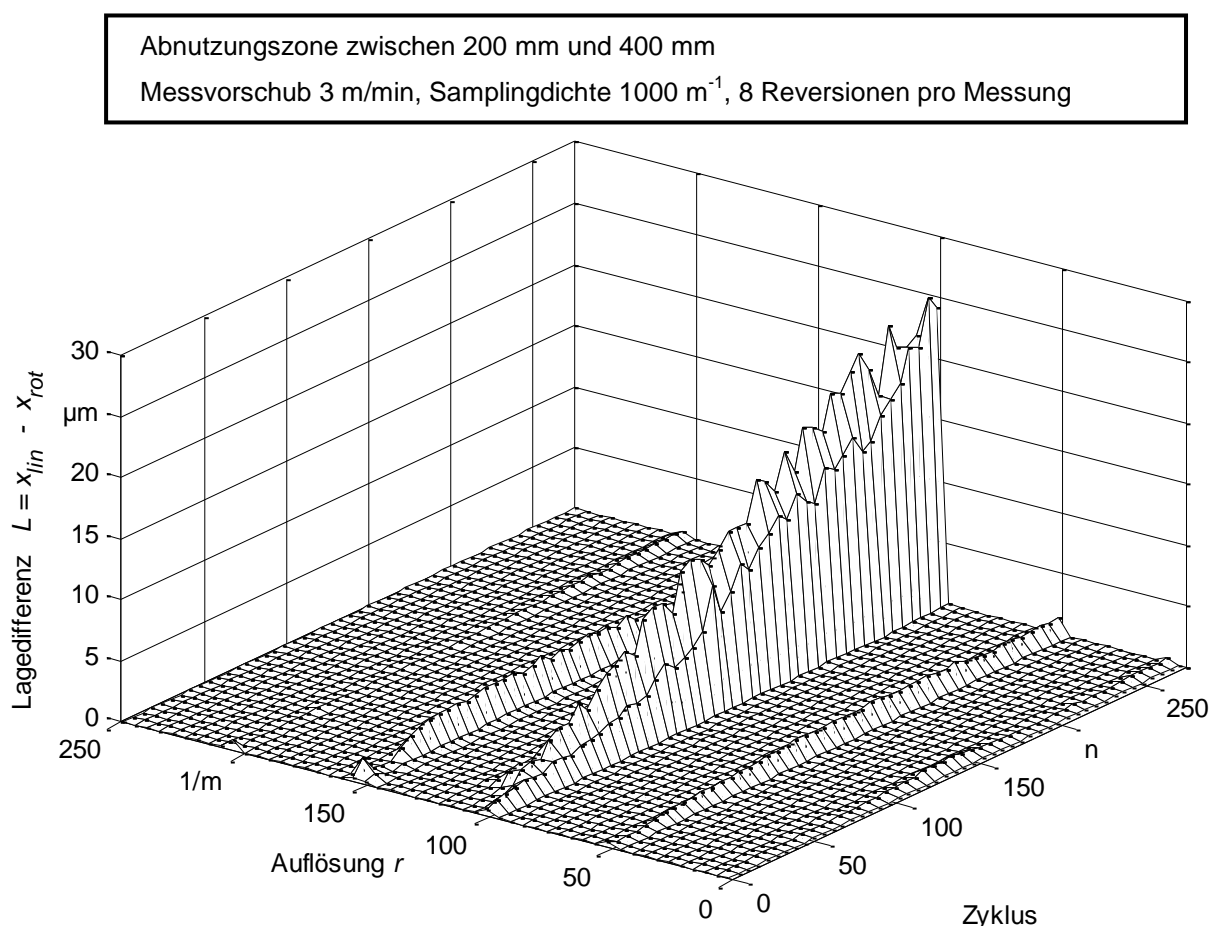


Bild 9.4: Die Fouriertransformierte der Lagedifferenz in der Abnutzungszone von 200 mm bis 400 mm über 275 Lastzyklen zeigt eine ausgeprägte Steigungs-Betriebsmode des KGT bei $r = 100 \text{ m}^{-1}$ (Ohne Gleichanteil dargestellt)

Zum Vergleich zeigt Bild 9.5 die Signalverläufe eines Vorschubantriebs ohne induzierte Abnutzung. Die Messung wurde unmittelbar vor der oben beschriebenen Messung ebenfalls über einen Zeitraum von 96 Stunden in 275 Zyklen durchgeführt. Zu Beginn war der KGT nicht betriebswarm. Die in Bild 9.5 zu erkennende Zunahme der Kenngröße um ca. $2 \mu\text{m}$ ist daher wohl hauptsächlich der Erwärmung des KGT zuzuschreiben. Dafür spricht auch, dass die Zunahme stagniert. Die Kenngröße lässt erwartungsgemäß keine Abnutzung erkennen.

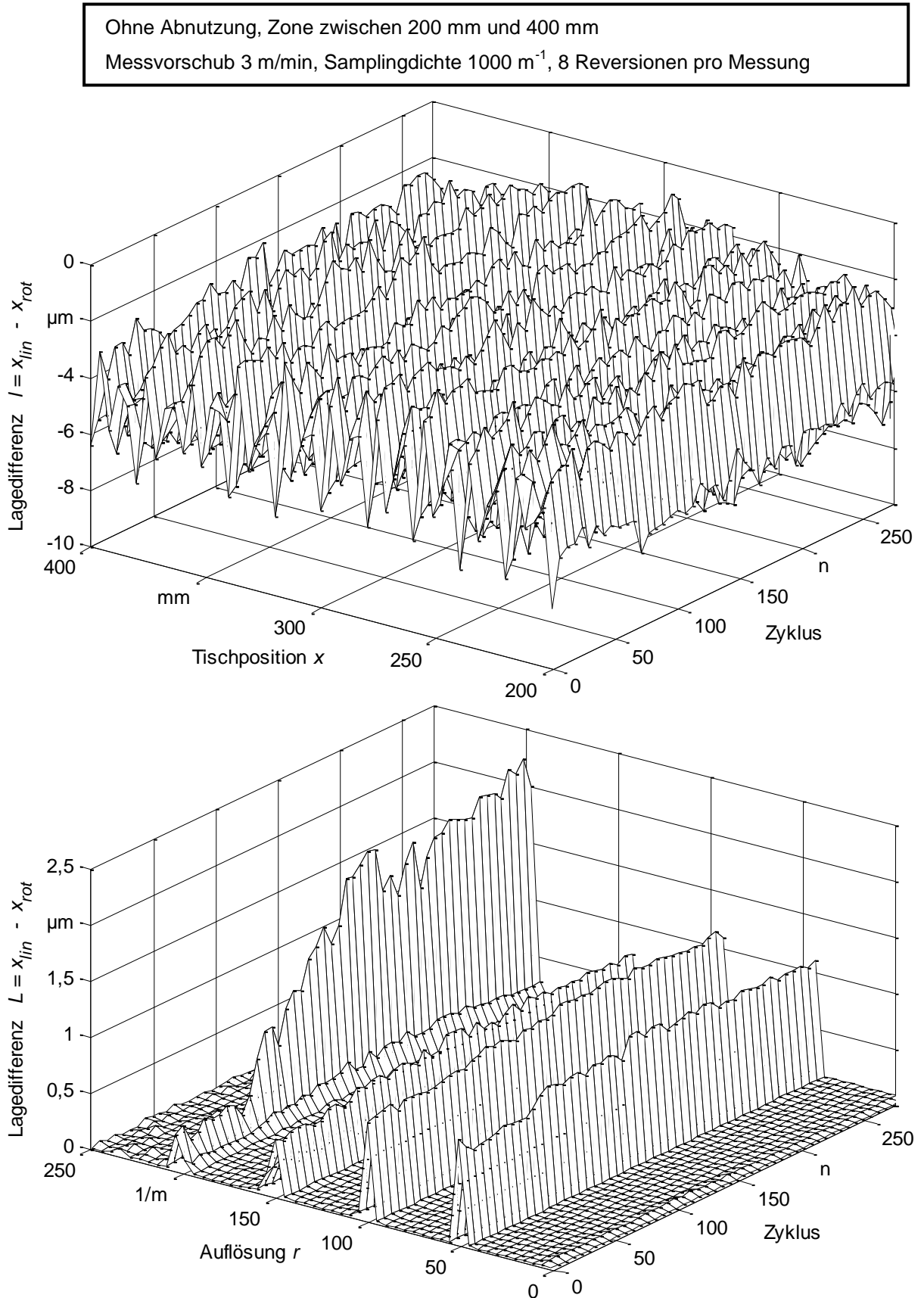


Bild 9.5: Lagedifferenz ohne Abnutzung in der Zone von 200 mm bis 400 mm über 275 Lastzyklen mit ausgeprägter Steigungs-Betriebsmode des KGT bei $r = 100 \text{ m}^{-1}$ und deren Vielfachen (Auflösungsbereich ohne Gleichanteil dargestellt).

10 Abnutzungskenngrößen des Vorschubantriebs

Die Definition von Abnutzungskenngrößen dient zur Abbildung des Abnutzungsfortschritts für die Planung der Instandhaltung. Da keine absolute Maßgröße für die Abnutzung existiert, können Kenngrößen nur beurteilt werden, wenn sie miteinander verglichen werden. Eine Darlegung einer einzelnen Kenngröße ist nicht aussagefähig.

Die Planungsgrundlage ist, optimierte zukünftige Reaktionszeiten aus den bisherigen Verläufen der Messdaten abzuschätzen. Daher rückt das Wachstumsverhalten einer Kenngröße in den Vordergrund. Die Frage, ob ein Messwert Abnutzung abbildet ist für frühere Konzepte ausreichend. Für das auf der Extrapolation basierende Konzept des CBM ist wichtig, wie sich ein Messwert bzw. eine Kenngröße langfristig verhält. Dies kann im Wesentlichen anhand von zwei bestimmenden Faktoren beurteilt werden. Einerseits muss das Wachstum einer Kenngröße den Abnutzungsfortschritt eindeutig abbilden. Sie muss also in geeigneter Weise abnutzungssensitiv sein. Störend sind z.B. zu geringe Sensitivitäten oder abrupte Änderungen. Andererseits wird die Aussagefähigkeit einer Größe durch deren Fehler bestimmt. Insbesondere bei der Extrapolation zeigt sich anhand des Konfidenzintervalls, ob eine Größe geeignet ist. Aus der rein modellbasierten Diskussion der Eigenfrequenzverschiebung in Kapitel 5.1.3 anhand Bild 5.9 ist die Bedeutung des Zusammenwirkens von Sensitivität und Konfidenzintervall bereits zu entnehmen. Dies aufgreifend wird nachfolgend ein Gütefaktor zur Beurteilung einer Kenngröße vorgeschlagen.

Das Kapitel beschreibt, wie aus den bauteilspezifischen Symptomen die Abnutzungskenngrößen unter den Vorgaben des QM gewonnen werden können. Bei der Definition der Kenngrößen stellt sich auch die Frage nach der Kalibration. D.h. das Wachstum der Kenngröße muss in eine aussagefähige Beziehung zum physikalischen Verschleiß oder, noch besser, zur Leistungsfähigkeit der Maschine gebracht werden. Letztendlich ist jedoch nicht, wie in der Literatur oft zu finden, die primäre Verschleißfolge wie z.B. nachlassende Vorspannung, die den Betreiber interessierende Größe. Vielmehr ist es diejenige Verschleißauswirkung, die die Wirtschaftlichkeit einer Anlage beeinträchtigt. Eine nachlassende Vorspannung kann mit der Abnutzung in Zusammenhang gebracht werden. Es steht jedoch die Klärung aus, welche praktische, quantifizierbare Bedeutung sie hat. Eine Kenngröße muss also auf eine für das QM verwertbare Vergleichsgröße kalibriert werden. Da die Vergleichsgröße in fast allen Fällen gemessen wird, ist auch sie fehlerbehaftet, es entsteht eine Fehlerfortpflanzung. Ist die

Abnutzungskenngröße selbst dimensionsbehaftet und aussagefähig, muss nicht kalibriert werden. Für den Anlagenbetreiber ist es wünschenswert, wenn eine Kenngröße, d.h. gegebenenfalls auch ihre Kalibration für verschiedene Werkstücke, die auf der Maschine produziert werden, gültig ist. CBM erfordert die Extrapolation der ermittelten Kenngrößen. Liegen nicht genügend Daten für die Beobachtung der gesamten Lebensdauer vor, muss die Kalibrationskenngröße ebenfalls extrapoliert werden. In diesem Fall kann bei einem Wechsel des Werkstücks z.B. aufgrund einer veränderten Belastung die Kalibrationsgrundlage entfallen. Die Aufgabe wird insgesamt dadurch begünstigt, dass die Abnutzung als ein ständig zunehmender, unumkehrbarer Prozess betrachtet werden kann. Daher muss sich eine Kenngröße ebenfalls monoton verhalten.

10.1 Messgrößen und Vergleichswerte

Aus dem in Kapitel 9.2 beschriebenen Dauerversuch lassen sich mehrere Kenngrößen gewinnen. Aus den Verläufen der Messgrößen über dem Verfahrensweg wird ein Kennwert erzeugt, der den Abnutzungsfortschritt in jedem Zyklus repräsentiert. Somit erhält man als langfristigen Verlauf eine Folge von jeweils 275 Messwerten pro Kennwert.

Aus den Überlegungen in Kapitel ergibt sich, dass bei der Signalanalyse Informationen verloren gehen können. Insbesondere wird bei einer Hüllkurvenanalyse der Gleichanteil des Messsignals nicht berücksichtigt (Sie eignet sich jedoch durchaus für weitergehende Untersuchungen.). Während in der Wälzlagerdiagnose sie für die Demodulation des amplitudenmodulierten Schwingungssignals, das am Lagergehäuse erfasst wird, notwendig ist, würde hier ein wesentlicher Abnutzungseffekt unberücksichtigt bleiben. Wertet man nur die Betriebsmoden des KGT aus, so entfällt der Gleichanteil ebenfalls, die dargestellte Abnutzung ist geringer als die tatsächliche.

Für die Datenerfassung wurde eine Samplingdichte 1000 m^{-1} gewählt. Damit ist die erste Betriebsmode des KGT, die Steigung bei 100 m^{-1} , 10-fach oversamplert. Für eine detailliertere Erfassung der Bauteile Umlenkungen und Kugeln wäre eine höhere Samplingdichte notwendig, auf die hier wegen der angestrebten Erkennung des KGT als gesamtes Bauelement und wegen der Beschränkung der Datenmenge verzichtet wurde. Die Versuche in Kapitel 8 (vgl. Bild 8.2, Bild 8.3 und Bild 8.7) haben schon gezeigt, dass dies mit der Wahl einer geeigneten Samplingdichte entsprechend Tabelle 6-1 möglich ist. Ebenso kann als abhängige Größe auch das Drehmoment erfasst werden.

10.1.1 Vergleich mit der Kenngröße Schwingungsenergie

Walther stellt in [WAL09] eine Kenngröße zur Beurteilung des Verschleißzustands von Vorschubantrieben vor. Diese Kenngröße wurde zum Vergleich mit den hier vorgestellten im selben Experiment zeitgleich aufgenommen. Erfasst wurde dabei der gesamte Verfahrbereich von 640 mm und daraus die Kenngröße gebildet. Eine Unterscheidung der Verschleißzone erfolgt nach *Walther* nicht.

Die *Schwingungsenergie* wird in [WAL11] näher erläutert. Während der Fahrt mit konstantem Soll-Vorschub wird aus der Steuerung der Parameter „Ist-Vorschubgeschwindigkeit“ abhängig von der Zeit aufgezeichnet. Die im langfristig beobachteten Zeitraum t_{LC} anfängliche Messung dient als Referenz. Alle Messungen werden in gleicher Weise aufbereitet. Im ersten Schritt wird der Gleichanteil des aufgezeichneten Signals entfernt. Nach der Fensterung im Zeitbereich erfolgt die Transformation (DFT) in den Frequenzbereich, um das Leistungsspektrum zu bilden. Im nächsten Schritt wird vom aktuellen Leistungsspektrum das Referenzspektrum subtrahiert. Der aktuelle Kennwert „*Schwingungsenergie*“ entsteht schließlich durch Summieren der Effektivwerte aller spektralen Anteile der Differenz (RMS der spektralen Differenz). Die Berechnung der von *Walther* vorgestellten Kenngröße „*Schwingungsenergie*“ wurde in [WAL09] mit dem in Bild 10.1 dargestellten Schema illustriert.

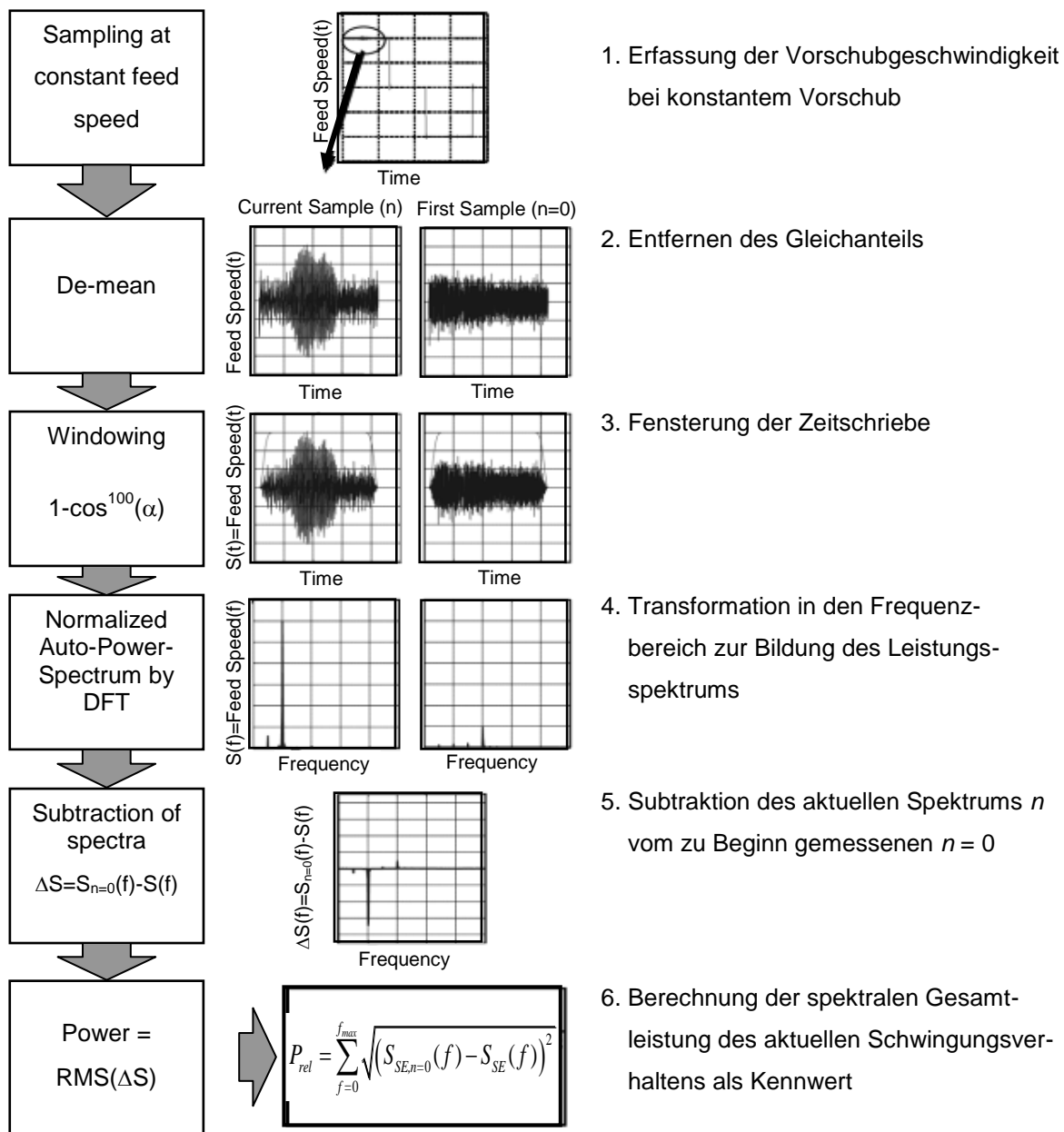


Bild 10.1: Berechnung der Kenngröße *Schwingungsenergie* (Bild: M. Walther [WAL11])

Die Kenngröße basiert auf der Trendanalyse während der Lebensdauer, d.h. dem Vergleich eines aktuell gemessenen Wertes mit einem anfänglichen Referenzwert („km-0 Messung“). Das Prinzip der *Schwingungsenergie* nutzt die bei der Abnutzung umgewandelte Energie. Das bedeutet, ist die *Schwingungsenergie* gemäß Schritt 6 aus Bild 10.1 aktuell hoch, findet in diesem Moment eine starke Abnutzung statt.

10.1.2 Kenngrößen der Charakteristischen Distanz und Auflösung

In dieser Arbeit ist die Automatisierung des Condition Monitoring ohne die Erhöhung der Nebenzeiten adressiert. Dies bedeutet, dass die Datenerfassung während des Regelbetriebs der Maschine oder sogar, während das Werkzeug im Eingriff ist, erfolgen soll. Übertragen auf den Dauerversuch bedeutet dies wiederum, dass die Messdaten nur der Arbeitszone des Vorschubantriebs entnommen werden. Das steht im Widerspruch zum beschriebenen Abnutzungseffekt, der sich auf die Kugelmutter auswirkt und zur Folge hat, dass auch außerhalb der Arbeitszone Abnutzung entsteht und zu erfassen ist.

Die zu bildenden Kenngrößen werden mit einer Referenz (Positionsgenauigkeit nach DIN ISO 230-2, siehe Kap. 10.2.4) und „Schwingungsenergie“ nach Walther [WAL11] verglichen. Beide beurteilen den gesamten Verfahrbereich, also auch außerhalb der Arbeitszone. Dies muss bei der Definition von Verschleißkenngrößen nach der hier entwickelten Methode der *Charakteristischen Distanz und Auflösung* berücksichtigt werden. Die Kenngröße kann nur dann verglichen werden, wenn sie in gleicher Weise über den gesamten Verfahrweg gebildet wird. Für den Vergleich werden Kenngrößen entsprechend Tabelle 10-1 definiert.

	Arbeitszone		Gesamtverfahrweg	
	Betriebs-Mode	Gesamte Verteilung	Betriebs-Mode	Gesamte Verteilung
Kenngröße	$l_{Z,KGT}$	$l_Z = L_{Z,G}$	l_{KGT}	$l = L_G$

Tabelle 10-1: Zusammenstellung der Abnutzungskennwerte aus dem Dauerversuch

Nach Tabelle 10-1 kann aus den transformierten Daten der Arbeitszone und des gesamten Verfahrwegs jeweils ein Kennwert aus den gesamten Verteilungen oder nur aus gefilterten Daten, d.h. denen einzelner Moden z.B. der Steigungsauflösung bei $r = 100 \text{ m}^{-1}$ gebildet werden.

$$L_{i,KGT} = \max \{ L_i(r) \quad r[100 \text{ m}^{-1}] \} \quad (10.1)$$

Wegen des parsevalschen Theorems kann die Summation über die gesamte Verteilung wahlweise im Lage- oder Auflösungsbereich erfolgen. Um eine bessere Vergleichbarkeit der Kenngrößen zu erhalten, wird die Kenngröße auf einen Verfahrbereich von einem Meter normiert. Dies ergibt sich im Lagebereich durch die gewählte Samplingdistanz von $r_{max} = 1000 \text{ m}^{-1}$. Bei abweichend gewählter Samplingdistanz muss der Normierungsfaktor entsprechend angepasst werden:

$$\begin{aligned}
 l_{i,j}(x) &= \frac{1}{x_{\max}} \sum_{x=0}^{x_{\max}} l(x) && \text{Lagebereich} \\
 L_{i,j}(r) &= \frac{1}{r_{\max}} \sum_{r=0}^{r_{\max}} L(r) && \text{Auflösungsbereich}
 \end{aligned}
 \tag{10.2}$$

Bei der Trennung der Moden ist zu beachten, dass durch die Belastung des Vorschubantriebs innerhalb der Arbeitszone eine Scheinmode entstehen kann. Im vorliegenden Fall wurde der Verfahrensweg in insgesamt drei Zonen unterteilt, die Abnutzungszone sowie die Zonen gleicher Länge davor und dahinter von jeweils ca. 200 mm. Durch die Transformation kann man erkennen, dass sich eine entsprechende Mode bei 5 m^{-1} herausbildet. Diese Scheinmode bildet die Länge der Lastzone und die hier (zufällig gleich gewählten) Restzonen im Auflösungsbereich ab (vgl. Bild 9.3, erster Peak bei 5 m^{-1}). Die Positionsinformation, d.h. die Lage der Verschleißzone geht bekanntermaßen durch die Transformation verloren. Bild 10.2 zeigt die Zunahme des Kennwerts $l_z = L_{z,G}$ innerhalb der Arbeitszone und für den gesamten gemessenen Bereich $l = L_G$. Es ist zu erkennen, dass zu Beginn der Messungen außerhalb der Arbeitszone der Zuwachs zunächst geringer ist. Erst durch die Belastung durch die Messzyklen entsteht dort ebenfalls Abnutzung. Der Versatz zu Beginn entsteht durch den beim neuen KGT anfänglich vorhandenen Steigungsfehler. Dieser ist offensichtlich über die gesamte Länge nicht konstant (vgl. Bild 8.2).

Bild 10.2 zeigt, dass die spezifische Mode des KGT einen relativ geringen Anteil trägt. Da die Kugelmutter jedoch über den Verfahrensweg bewegt wird, kann in der verbleibenden Mode des Gleichanteils nicht eindeutig zwischen Anteilen des Schafts und der Mutter unterschieden werden. Beide Bauteile entwickeln einen Gleichanteil, der als Summe in die Auflösungstransformierte bei $r = 0$ eingeht und daher modal nicht trennbar ist (vgl. Bild 9.3 bis Bild 9.5).

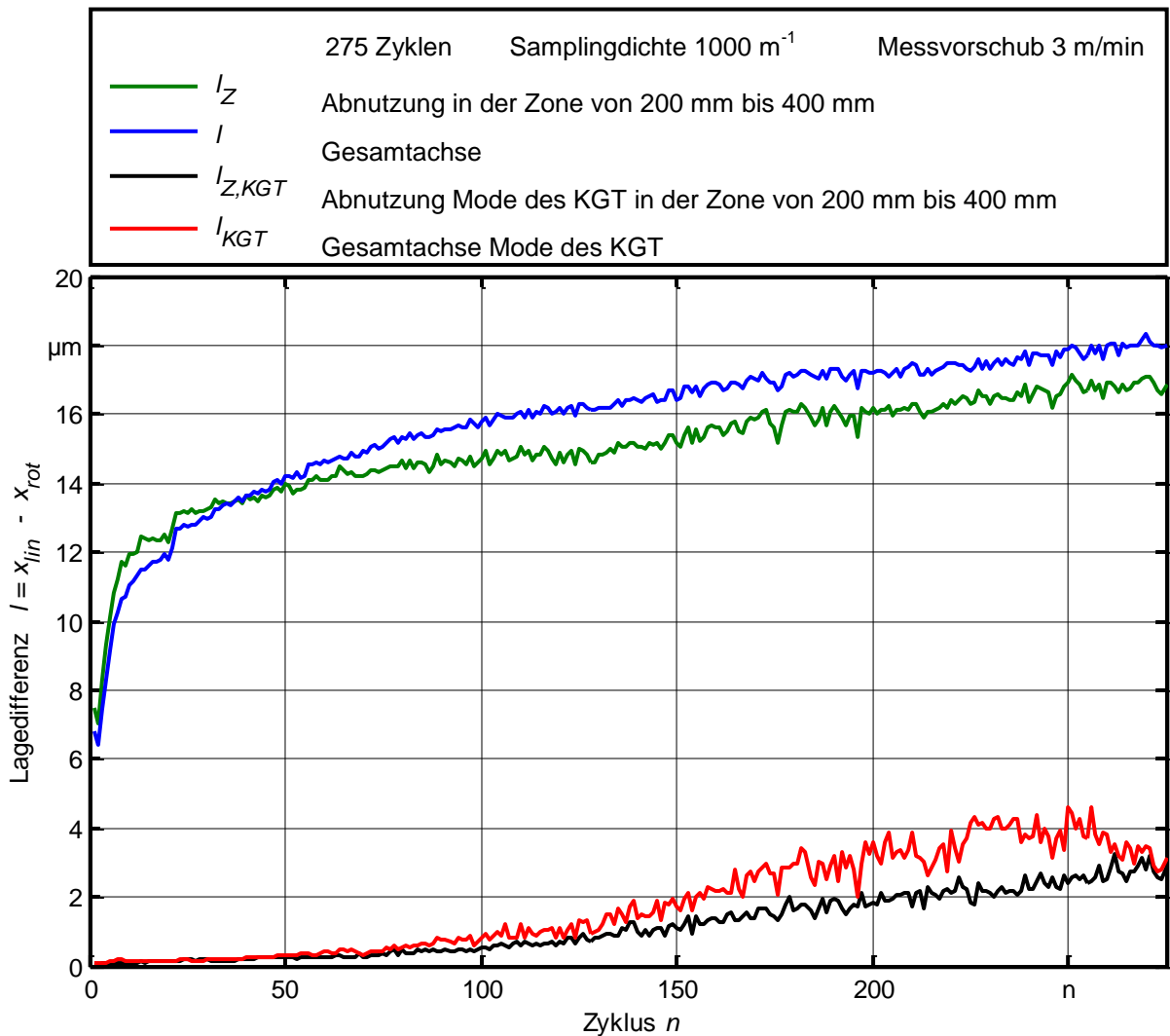


Bild 10.2: Verläufe der Abnutzungskenngrößen l_Z und l sowie der spezifischen Moden $l_{Z,KGT}$ und l_{KGT} jeweils innerhalb der Verschleißzone sowie über den gesamten Verfahrensweg, dargestellt mit Gleichanteilen

10.2 Statistische Analyse und Fehlerabschätzung

10.2.1 Extrapolation, Sensitivität und Konfidenzintervalle

Es ist zu erwarten, dass eine Kenngröße entsprechend dem Abnutzungsfortschritt streng monoton wächst. Trägt man die Kenngröße *Schwingungsenergie* über der Lagedifferenz l auf, wird deutlich, dass dies nicht der Fall ist (l wurde gewählt, um alle Abnutzungseffekte sicher zu berücksichtigen). Da die Kenngrößen noch nicht kalibriert sind, werden sie für die Darstellung in Bild 10.3 jeweils auf ihr Maximum normiert und in Prozent angegeben.

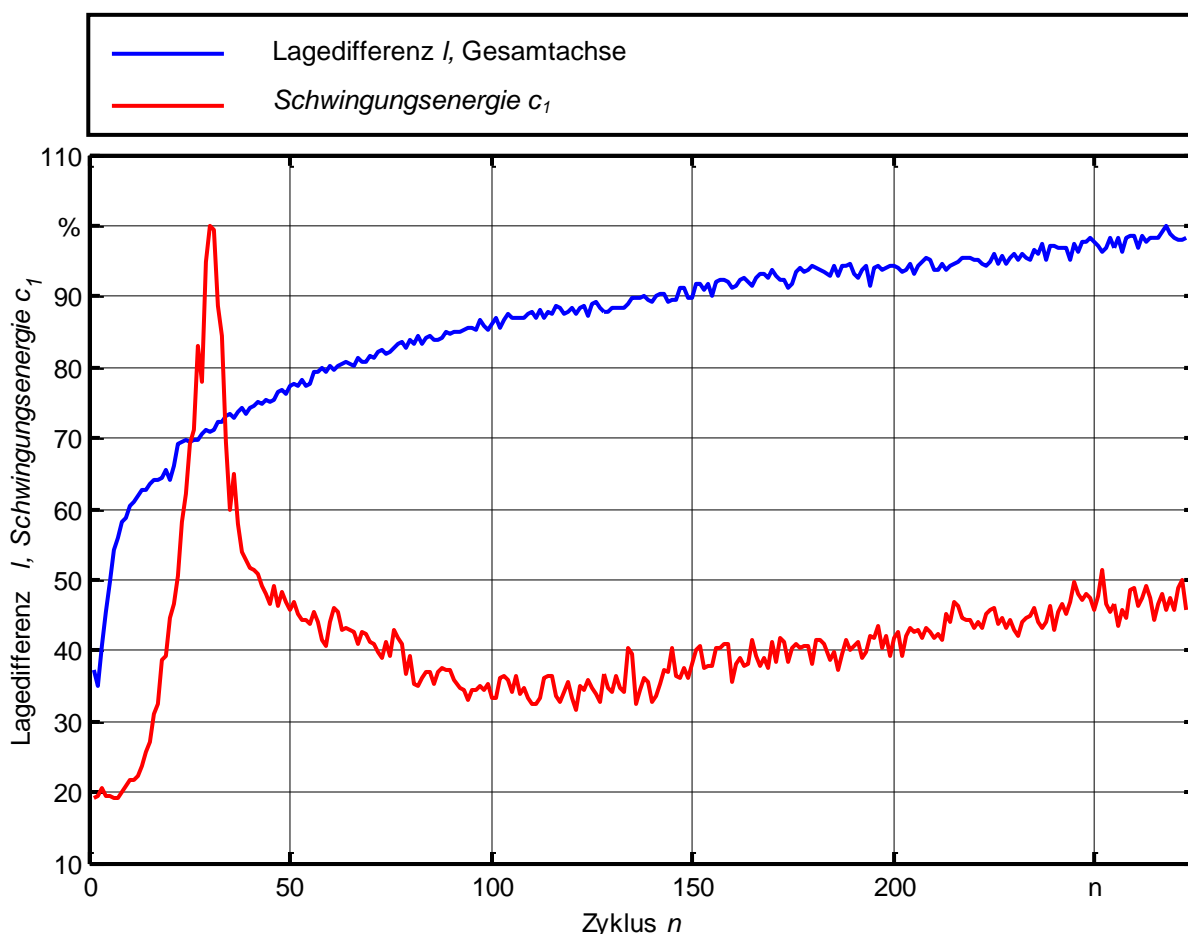


Bild 10.3: Vergleich der *Schwingungsenergie* c_1 nach [WAL09] mit der Lagedifferenz l

Die Erfassung der Kenngrößen ist stochastischen Schwankungen unterworfen, die eine Unsicherheit bei Schätzwerten wie der Extrapolation verursachen. Da der zu erwartende Abnutzungsverlauf aus der gemessenen Historie per Extrapolation abgeschätzt werden muss (vgl. [NAH99]), ist die statistische Analyse der Daten zweifellos ein wichtiger Aspekt des CBM. Je „besser“ der Datensatz, umso geringer der Schätzfehler. Es ist beispielsweise bei deterministischen Systemen grob zu erwarten, dass die Schätzung genauer wird, je mehr Daten gemessen wurden. Dies ist zwar nur bedingt richtig, wichtig ist aber, dass der Schätzfehler über den beobachteten Zeitraum nicht konstant ist. D.h. die Kenngrößen sind nicht zu jedem Zeitpunkt der Beobachtung gleich zuverlässig. Bei der Entwicklung von Modellen (Extrapolation) ist es wichtig, die Residuen zu untersuchen. Wichtig ist, ob die Residuen mit der Signalgröße variieren, das heißt, ob der zufällige Teil des Signals mit zunehmender Signalgröße steigt. Man unterscheidet deshalb zwei Fälle der Skedastizität:

- Den homoskedastischen Fall: der zufällige Teil weist eine Normalverteilung auf,
- den heteroskedastischen Fall: der zufällige Teil hängt von der Signalamplitude ab.

Daher ist es wichtig, diese Unsicherheiten laufend zu quantifizieren. Zur Angabe der Qualität des Schätzwerts ist wenigstens die Angabe der Varianz des Schätzwerts notwendig. Das kann durch analytische Berechnung, basierend auf einem Wahrscheinlichkeitsmodell der Daten, erfolgen. Das ist jedoch sowohl langwierig als auch schwierig, denn die Berechnung parametrischer Schätzmodelle unterliegt folgenden Nachteilen:

- Die Berechnung von komplizierten Schätzmodellen ist schwierig durchzuführen.
- Wird ein falsches Modell gewählt, können bei weiterführenden Berechnungen große Fehler auftreten,
- deshalb muss für jedes Problem (Messung) die analytische Berechnung erneut erfolgen.
- Es müssen weitere Fehlerquellen, wie systematische Fehler berücksichtigt werden.

Eine andere Möglichkeit sind numerische Methoden, die ohne analytische Rechnung aus den Messwerten wiederholt Daten generieren, aus denen direkt auf die Varianz geschlossen werden kann. Bekannte Vertreter sind z.B. der Jackknife- und der Bootstrap-Algorithmus [DAV09, SHA96]. Für die nachfolgende Darstellung (Bild 10.4) wurde die *Schwingungsenergie* c_1 in Form einer Gauss-Iteration der 8. Ordnung abgeschätzt.

$$c_{1, \text{fit}}(n) = a_1 \cdot e^{-((x-b_1)/c_1)^2} + \dots + a_8 \cdot e^{-((x-b_8)/c_8)^2} \quad \text{mit:} \quad (10.3)$$

$$\begin{array}{llllll} a_1 = 53,62 & b_1 = 29,48 & c_1 = 6,89 & a_2 = 26,41 & b_2 = 255,3 & c_2 = 39,57 \\ a_3 = -7,941 & b_3 = 70,23 & c_3 = 18,7 & a_4 = -4,364 & b_4 = 190,3 & c_4 = 10,69 \\ a_5 = 5,65 \cdot 10^{13} & b_5 = 1364 & c_5 = 203,6 & a_6 = 47,58 & b_6 = 55,77 & c_6 = 55,5 \\ a_7 = 41,56 & b_7 = 180 & c_7 = 70,54 & a_8 = 1,754 & b_8 = 196,7 & c_8 = 10,45 \end{array}$$

Der Abschätzung der Lagedifferenz l liegt ein exponentielles Modell zugrunde:

$$l(n) = a \cdot n^b \quad \text{mit} \quad a = 41,95 \quad b = 0,1536 \quad (10.4)$$

Bild 10.4 zeigt die Rohdaten, d.h. die aktuellen Werte, die daraus extrapolierten Verläufe und die Konfidenzintervalle der Kenngrößen Lagedifferenz l und *Schwingungsenergie* c_1 .

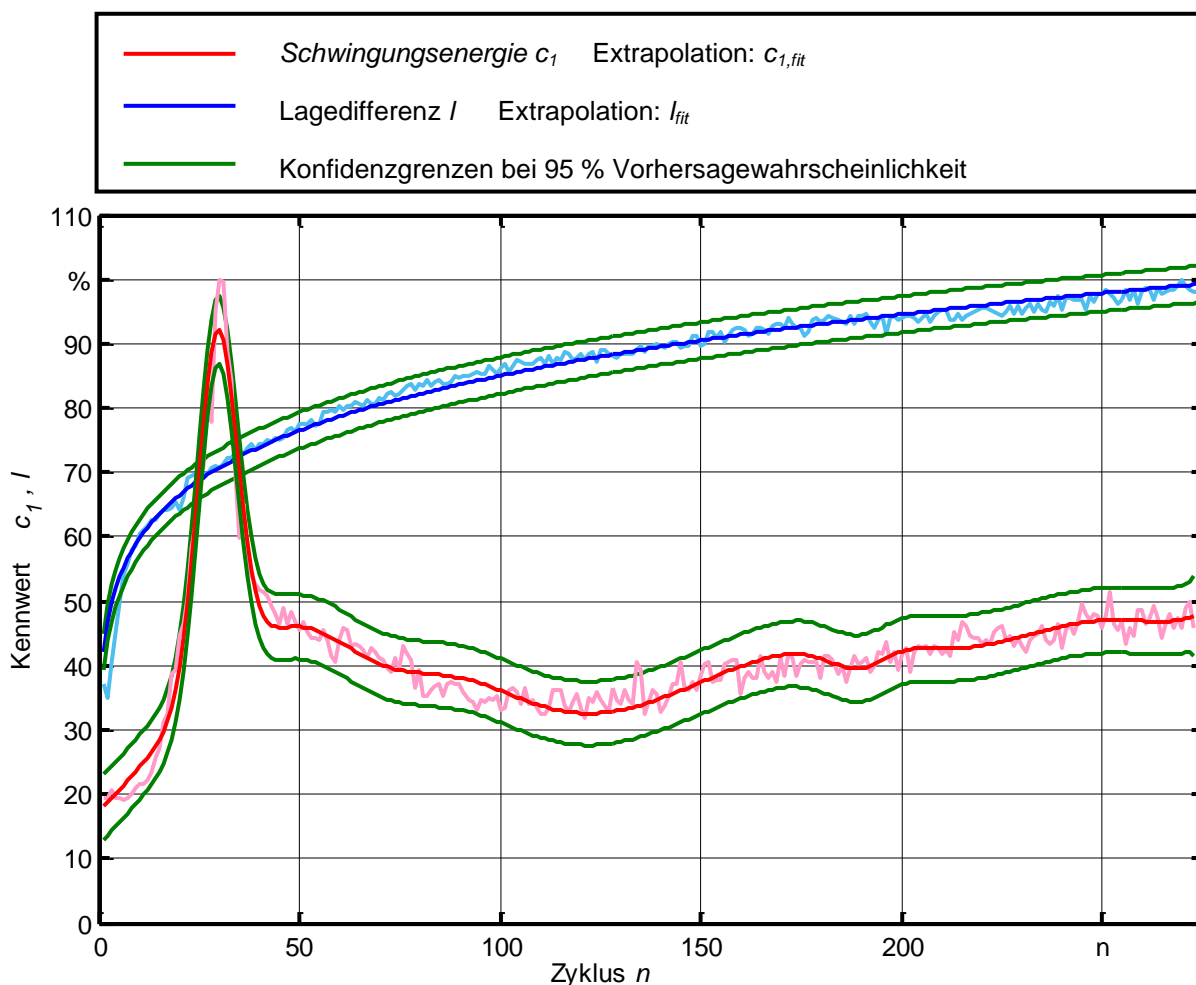


Bild 10.4: Extrapolation der Kenngrößen *Lagedifferenz l* und *Schwingungsenergie c₁* mit Konfidenzbändern für eine Vorhersagewahrscheinlichkeit von 95 %

Für die in Bild 10.4 gezeigten Verläufe ist nur bei der *Lagedifferenz l* die Bedingung des monotonen Steigens erfüllt. Ein Bezug auf eine Abnutzungsreserve ist daher mit der Kenngröße *Schwingungsenergie c₁* nicht direkt möglich.

10.2.2 Lastintegral und kumulierte Summe

Um die Restlebensdauer abzuschätzen, muss aus den beobachteten (gemessenen) Werten der zu erwartende Verlauf extrapoliert werden. Es ist offensichtlich, dass dies nur mit einer streng monoton steigenden Kennfunktion möglich ist. Das in Bild 10.3 und Bild 10.4 gezeigte Verhalten entspricht dem physikalischen Ursprung der Kenngrößen. Die *Lagedifferenz* ist eine statische Größe, die den Abnutzungseffekt abbildet. Sie kann daher nur monoton zunehmen. Die *Schwingungsenergie* ist tatsächlich eine energetische Größe, die die momentane Leistung des aktuell wirksamen Verschleißvorgangs abbildet. Daher ist es natürlich, dass sie geringer

wird, obwohl die Abnutzung weiterhin zunimmt. Sie bildet also die Geschwindigkeit des Abnutzungsmechanismus (Ursache), nicht den Abnutzungseffekt (die Wirkung) ab. Die tatsächliche Abnutzung erhält man, indem man integriert. Eine Möglichkeit ist, die kumulierte Summe zu bilden. Auf Basis der *Schwingungsenergie* c_l wird hier deshalb die modifizierte Kenngröße c_{SE} eingeführt. (Der Ansatz ist insgesamt nicht neu. Er wurde zur Beurteilung eines auf ein Bauteil wirkendes schwankendes Lastkollektiv bereits im Jahr 1945 entwickelt. Er geht auf *Palmgren* (1924), *Langer* (1935) und *Miner* (1945) zurück. Seine Ursprünge reichen sogar bis *Wöhler* und *Fairbairn* (1860) zurück.)

$$c_{SE}(n) = \sum_{i=1}^{n-1} c_{li} + c_{1,n} \quad (10.5)$$

Das Ergebnis ist in Bild 10.5 unter erneuter Normierung auf das Maximum dargestellt.

Die vorangegangenen Kapitel zeigen, dass der wesentliche Aspekt einer zustandsabhängigen Wartung die Abschätzung bzw. Extrapolation ist. Für die Genauigkeit der Extrapolation ist einerseits eine passende Sensitivität, andererseits ein schmales Konfidenzintervall ausschlaggebend. Die Überlegungen in Kapitel 5.1.3 zeigen, dass die Eignung eines Ansatzes zur Zustandserfassung in frühen Entwicklungsphasen, dort bei der Modellbildung, erfolgen kann. Ein weiteres Fazit ist, dass wegen der doppelten Fehlerfortpflanzung aus Modell und Messung der modellbasierte Ansatz grundsätzlich ungenauer ist. Als Gütekriterium einer Kenngröße kann das Verhältnis aus ihrer Sensitivität zu ihrem Konfidenzintervall vorgeschlagen werden:

$$Q(t_{LC}) = \frac{\frac{dc}{dt_{LC}}(t_{LC})}{\Delta(p_u, p_o)(t_{LC})} \quad Q(t_{LC}) = \frac{\text{aktuelle Sensitivität}(t_{LC})}{\text{aktuelles Konfidenzintervall}(t_{LC})} \quad (10.6)$$

Es ist zu beachten, dass weder die Sensitivität noch die Konfidenzintervalle während des Beobachtungszeitraums t_{LC} konstant sind. Daher ändert sich die Güte einer Kenngröße ebenfalls.

Die *Schwingungsenergie* ist im Gegensatz zur Lagedifferenz physikalisch keine beharrende Größe (siehe Bild 10.4). Sie kann in ihrer Amplitude im Verlauf der Lebensdauer ab- und zunehmen. Da im Moment der Beobachtung nicht erkannt werden kann, in welcher Wachstumsphase (schwach - mittel - stark, ab- oder zunehmend) sich die *Schwingungsenergie* befindet, muss für die Extrapolation ihrer kumulierten Summe (Bild 10.5) zur Sicherheit der maximale Betrag des Konfidenzintervalls gemäß Bild 10.4 gewählt werden.

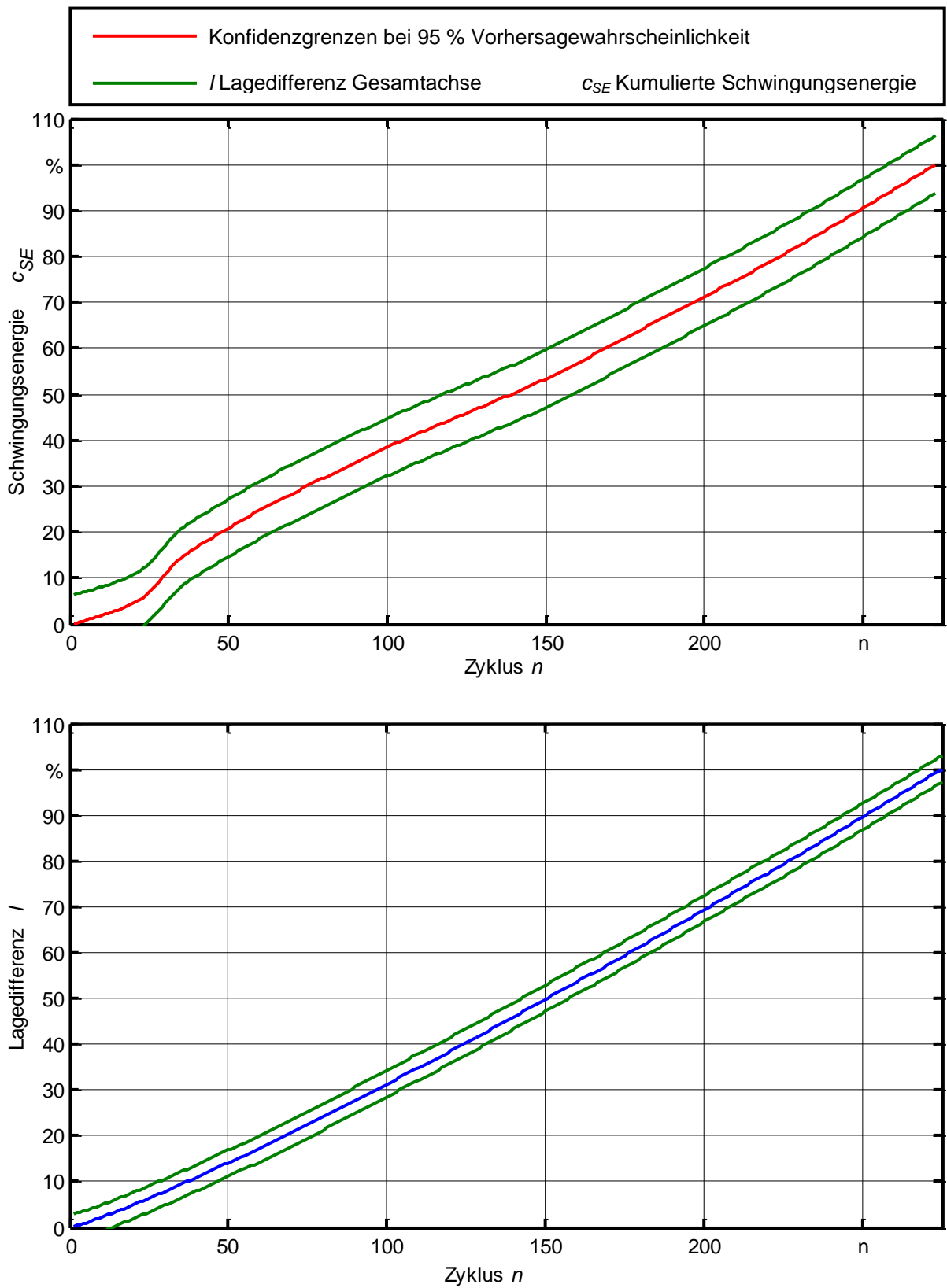


Bild 10.5: Berücksichtigung des Energiecharakters der *Schwingungsenergie* c_l durch Bilden der kumulierten Summe c_{SE} (oben), Darstellung der Lagedifferenz l als kumulierte Summe (unten)

Die Aussagefähigkeit wird dadurch relativ zur Lagedifferenz l etwas herabgesetzt. Die beharrliche, statische Größe Lagedifferenz l weist keine derartigen Schwankungen auf, bei ihr ist der Zuwachs immer direkt erkennbar, da sie einen Verschleißmechanismus abbildet, der nicht umkehrbar ist. Bei der *Schwingungsenergie* muss daher das Konfidenzintervall absolut, bei der Lagedifferenz kumulativ relativ zur Differenz zum vorhergehenden Wert angegeben werden.

10.2.3 Sensitivitätsanalyse

Insgesamt kann die Veränderung der Kenngrößen auf bekannte und analytisch unbestimmbare Anteile zurück geführt werden. Der Einfluss der Last kann durch die Analyse der Sensitivität der Kenngröße abgeschätzt werden. Zerlegt man das Wachstum in die Abhängigkeit des physikalischen Vorgangs, der einheitlichen Zyklen und des tatsächlichen Fortschritts, kann der Lasteinfluss abgeschätzt werden.

In Kapitel 5.1 wurde beispielsweise das dynamische Verhalten abhängig vom Vorspannverlust der Kugelmutter bestimmt. Die physikalische Sensitivität ergibt sich aus der analytischen Beschreibung des Vorgangs. Die Simulation in äquidistanten Schritten ergibt das physikalische Sensitivitätsverhalten s'_{ik} (vgl. Bild 5.2 u. Bild 5.3) der Verschiebungen dF_i der Eigenfrequenzen F_i über dem Steifigkeitsverlust dc_k der Muttersteifigkeit c_k :

$$s'_{ik} = \frac{dF_i}{dc_k} \quad (10.7)$$

Durch experimentelle Untersuchungen unter stets gleichbleibender Last (Kapitel 9) werden die nicht simulierbaren Effekte berücksichtigt. Hier fließt der Schadensmechanismus, wie z.B. Pitting, Rissbildung etc. ein, deren Verlauf nicht analytisch oder numerisch bestimmt werden kann. Dies beeinflusst die Geschwindigkeit des Wachstums eines Schadensindikators. Nun kann durch Vergleich mit einem Verlauf unter Produktionsbedingungen der Lasteinfluss bestimmt und auf eine Zielvorgabe optimiert werden. Die auf eine gleich bleibende Last bezogene Sensitivität s''_{ik} ist:

$$s''_{ik} = \frac{dF_i}{d \frac{c_k}{c_{0k}}} \quad (10.8)$$

Schließlich ergibt sich die Gesamtsensitivität der Kenngröße als zeitabhängige Größe:

$$s_{ik}(t) = \frac{dF_i}{d \frac{c_k}{c_{0k}}} \cdot \frac{d \frac{c_k}{c_{0k}}}{dt} = \frac{dF_i}{dt} \quad (10.9)$$

Mit der Beziehung aus Gleichung (10.9) wird der Zusammenhang des zeitlich langfristigen Verhaltens und der Belastung durch einen sich stets wiederholenden gleichen Zyklus beschrieben.

10.2.4 Kalibration der Abnutzungskenngrößen

In vielen Fällen ist die Aussagefähigkeit dadurch eingeschränkt, dass die Abnutzungskenngrößen dimensionslos sind. Somit bleibt die Aussage spezifisch für genau eine Maschine, die stets unter denselben Bedingungen betrieben wird. Ihre Auswertung kann daher nur durch eine Trendanalyse erfolgen. Dies kann nur umgangen werden, wenn sie auf eine weitere Kenngröße oder auf eine absolute Referenz bezogen wird. Die hier entwickelte lagebasierte Kenngröße l ist dimensionsbehaftet und gibt daher einen direkten Aufschluss über den Zustand des beobachteten Systems.

Die Kenngröße *Schwingungsenergie* c_l bzw. c_{SE} ist dimensionslos bzw. ihre Dimension besitzt keine technisch bedeutsame Aussage. Grundsätzlich ist keine absolute Messung für die Abnutzung definierbar. Die Symptome sind immer vom Betrachtungsobjekt und dabei wiederum vom zugrundeliegenden Konzept der Kenngröße bestimmt. Daher kann eine neu entwickelte Kenngröße nur dann bewertet werden, wenn sie mit anderen Kenngrößen verglichen wird, die unter den absolut selben Bedingungen gewonnen wurde. Gerade die Tatsache, dass dies wissenschaftlich diskutiert werden kann, unterstreicht umso mehr die Notwendigkeit, dass neue Ansätze zwingend mit bestehenden durch eine parallele Erfassung auf der gleichen Abnutzungsbasis verglichen werden müssen. Dieses Vorgehen wurde bei der Gestaltung des Dauerversuchs verfolgt. Aus dem Experiment lassen sich drei Kenngrößen, die *Schwingungsenergie*, die Lagedifferenz und die Positionsgenauigkeit nach DIN ISO 230-2 gewinnen. Letztere ist mit einem beträchtlichen Aufwand verbunden, bietet aber wegen ihrer Kodifikation als Norm die Möglichkeit eines absoluten Vergleichs. Zusätzlich zur *Schwingungsenergie* und zu den hier entwickelten Abnutzungskenngrößen wird als Referenz die Positionsgenauigkeit der Maschinenachse mit dem Laserinterferometersystem Typ *ML10* der Fa. *Renishaw* erfasst (Bild 10.6).

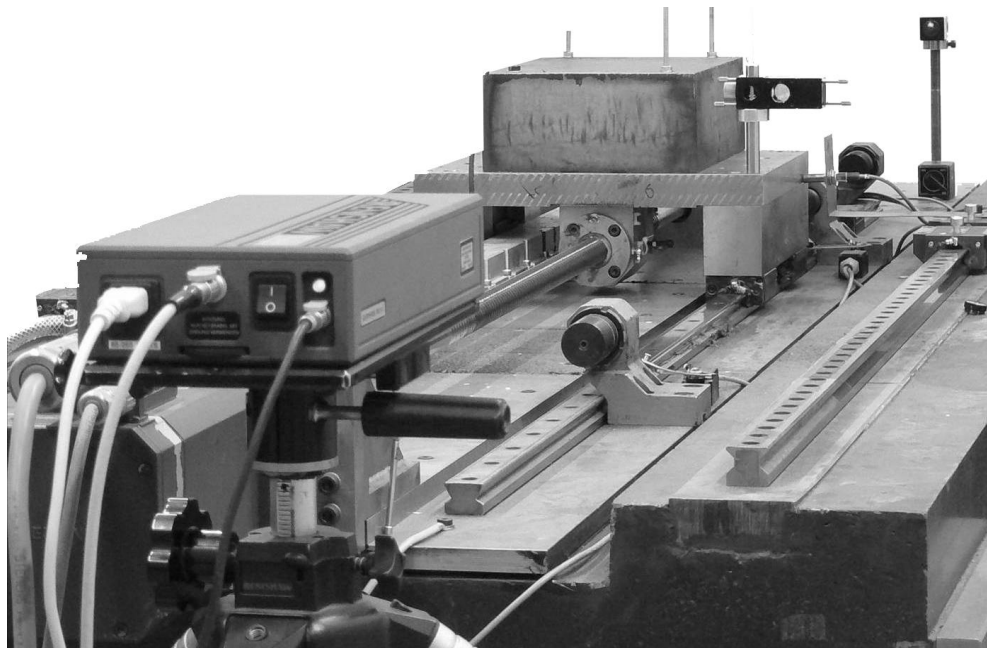


Bild 10.6: Erfassung der Positionsgenauigkeit mit einem Laserinterferometer als Referenz der Abnutzungskenngrößen

Die Signale der Referenzmessung werden nach DIN ISO 230-2 bzw. VDI/DGQ 3441 ausgewertet. Dort sind zur Beschreibung des Positionsverhaltens einer Werkzeugmaschinenachse die Kenngrößen:

- Gemittelte einseitige Positionsabweichung:

$$\overline{x_{ij}} \uparrow = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n x_{ij} \uparrow \quad (10.10)$$

- Einseitige Wiederholbarkeit:

$$R_i = \overline{x_i} \uparrow \pm 2s_i \uparrow \quad (10.11)$$

- Sowie die Umkehrspanne:

$$B_i = \overline{x_i} \uparrow - \overline{x_i} \downarrow \quad (10.12)$$

definiert. Alle Kenngrößen nach den Normen beruhen jeweils auf dem gleichen Messdatensatz. Sie können ohne zusätzlichen Messaufwand jeweils durch Berechnung daraus bestimmt werden. Die Norm sieht Messungen an einer Anzahl diskreter Zielpositionen vor, deren Abstände nicht zu groß und, um systematische Fehler auszuschließen, nicht exakt gleich gewählt werden sollen. Letztere Bedingung schränkt eine Analyse mit linearen Integraltransformatio-

nen auf Basis dieses Datensatzes weitgehend ein, da die Bedingung einer unverzerrten Bezugsachse nicht erfüllt ist.

Für die Kalibration der Abnutzungskenngrößen wurde die Umkehrspanne B gewählt. Da transiente und nichtlineare Betriebszustände heuristisch wesentlich sensitiver auf Randbedingungen, zu denen die Folgen der Abnutzung zählen, reagieren, lag es nahe, den Referenzwert zu wählen, der ebenfalls einen solchen Betriebszustand abbildet, die Umkehrspanne B . Die Wahl hängt letzten Endes von den Bedürfnissen des Maschinenbetreibers ab. Bild 10.7 zeigt den Verlauf der Kalibriergröße Umkehrspanne B nach DIN ISO 230-2 für $i = 31$ Zielpositionen bei einer Beurteilung über die gesamte Distanz von 640 mm.

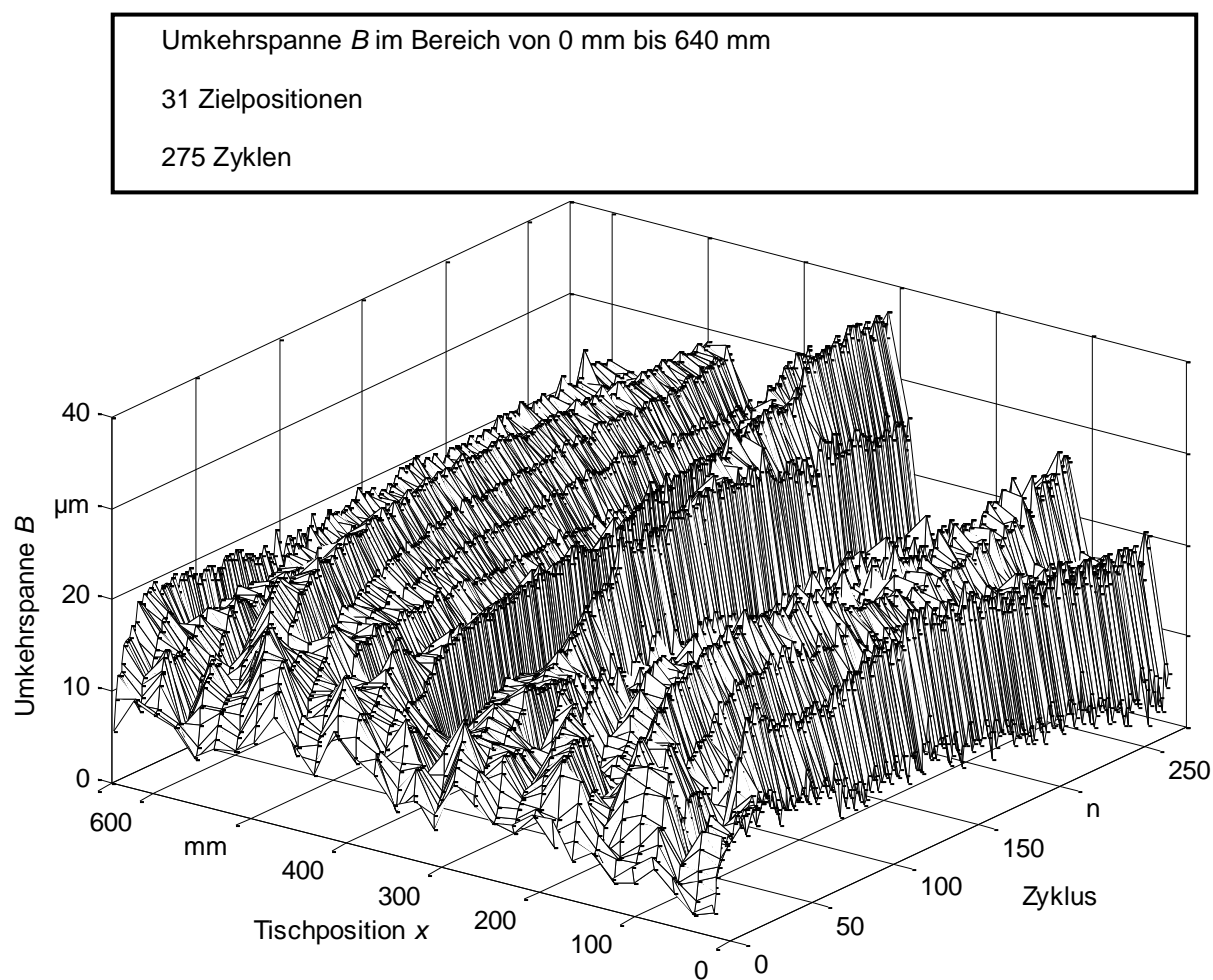


Bild 10.7: Zunahme der Umkehrspanne B nach DIN ISO 230-2 über 275 Lastzyklen

Ein direkter Vergleich mit den Kenngrößen *Schwingungsenergie* c_1 bzw. c_{SE} und Lagedifferenz l ist so nicht möglich. Daher wird für jeden Zyklus durch Mittelung über die Zielpositionen aus B eine verdichtete Größe, der Kennwert c_B gebildet:

$$c_B = \frac{1}{i} \sum_{i=1}^{31} B_i \quad (10.13)$$

Da wegen deren fehlenden Dimension ein Vergleich mit der Kenngröße *Schwingungsenergie* c_I nicht direkt möglich ist, wird der Kalibrierwert c_B ebenfalls kumuliert und auf sein Maximum normiert:

$$c_{BN}(n) = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n-1} c_B(n) + c(n) \quad [\%] \quad (10.14)$$

Bild 10.8 zeigt die Ähnlichkeit der physikalisch statischen Kenngrößen Lagedifferenz l und der gemittelten Umkehrspanne c_B . Die Lagedifferenz l ist eine dimensionsbehaftete Größe und kann direkt angegeben werden. Eine Kalibration ist nicht notwendig.

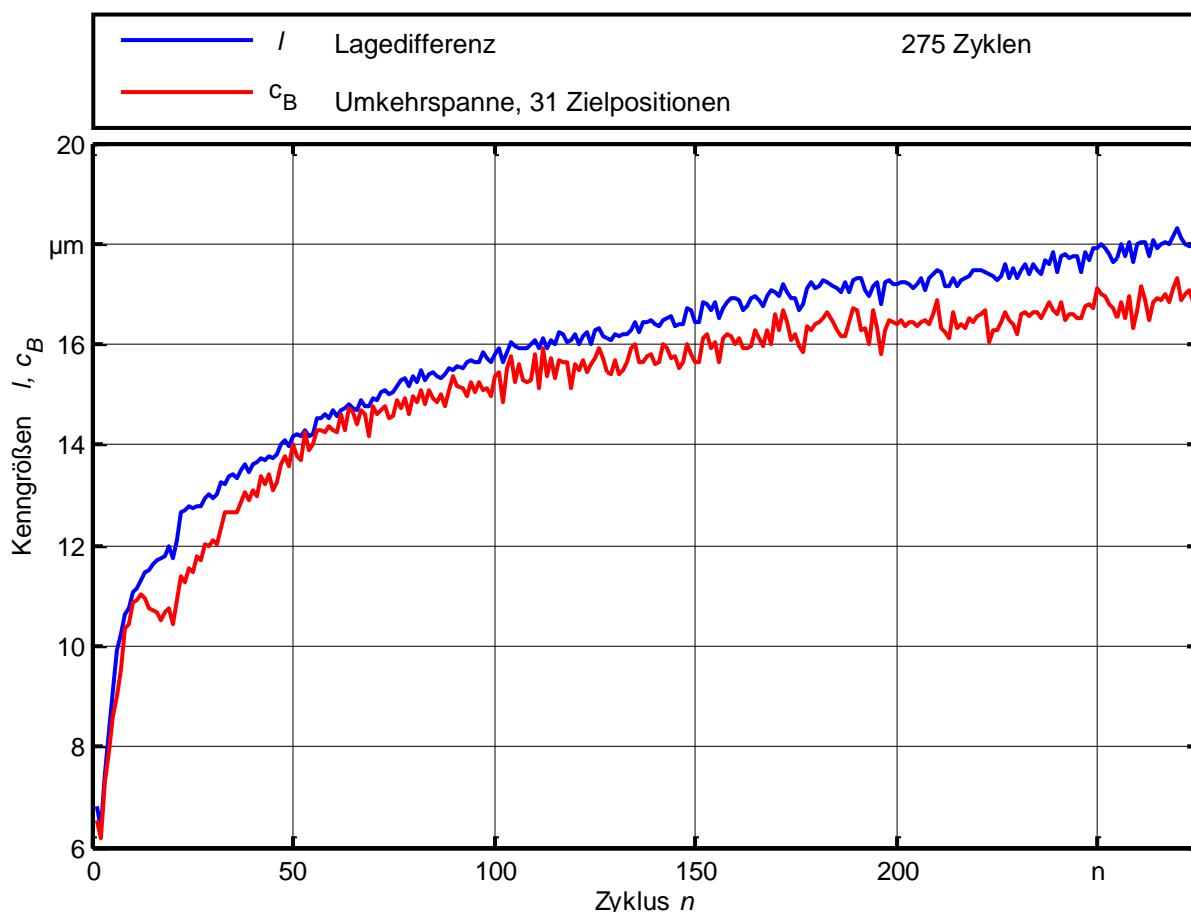


Bild 10.8: Verläufe der Kenngröße l und der Kalibrierfunktion c_B abhängig von der Anzahl n der erfolgten Lastzyklen

Die Kalibration erfolgt durch die Bildung der Abhängigkeit der Messgröße c_{SE} von der Kalibriergröße c_B . Bild 10.9 zeigt die Verläufe bezogen auf die Zykluszahl n .

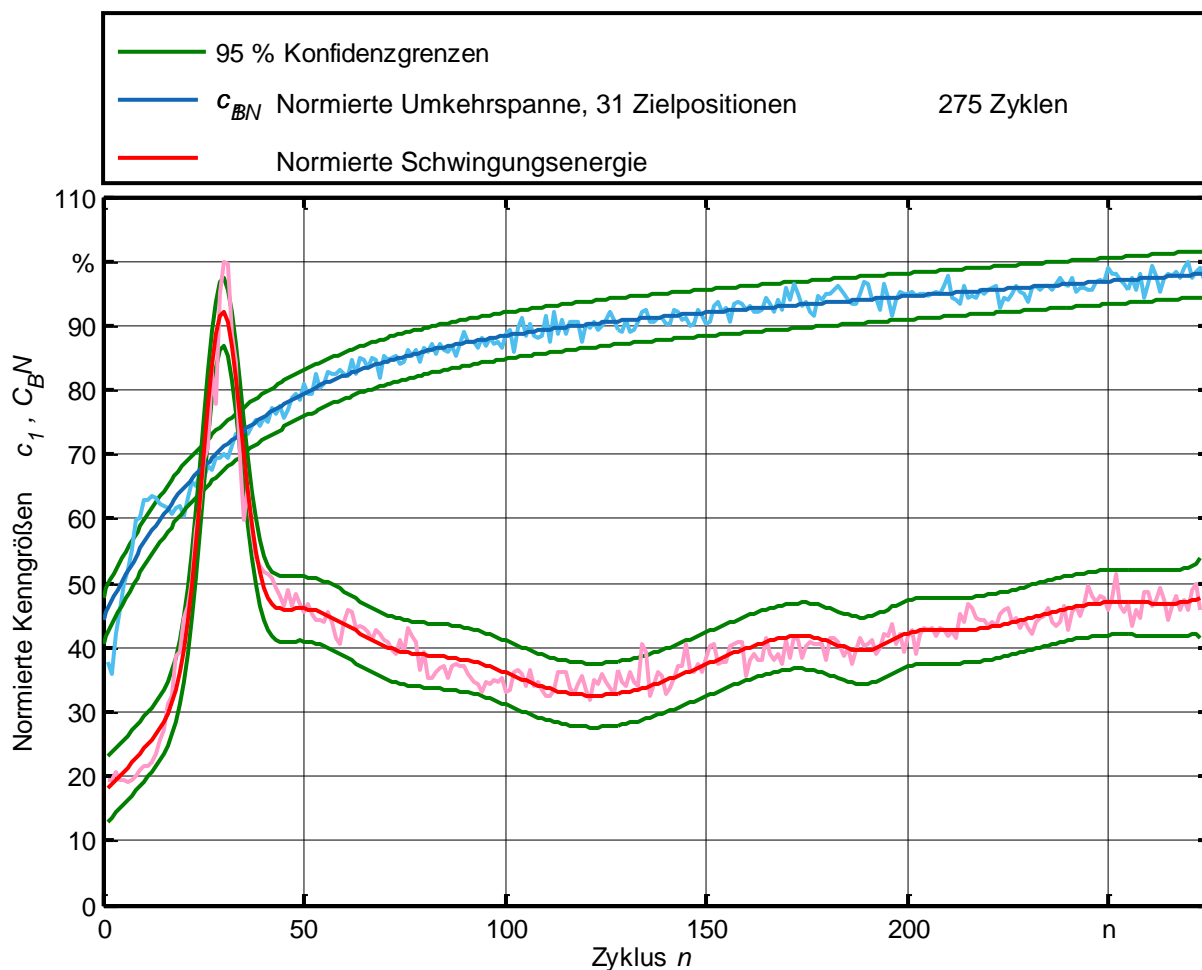


Bild 10.9: Verläufe der Kenngröße *Schwingungsenergie* c_l und der normierten Kalibrierfunktion c_{BN} , abhängig von der Anzahl n der Lastzyklen (Jeweils mit Extrapolation und Konfidenzgrenzen)

Für die Kalibration werden die extrapolierten Kenn- und Kalibriergrößen aufeinander bezogen, indem der Quotient k gebildet wird.

$$k(n) = \frac{c_l(n)}{c_{BN}(n)} \quad (10.15)$$

Dabei ist die Fehlerfortpflanzung von Kalibrierkurve und Kennwert zu berücksichtigen. Bild 10.10 zeigt die Verläufe der Kalibrierfaktoren für die Kenngrößen l und c_l . Da l und c_{BN} nahezu gleich verlaufen, korrelieren sie stark. Die Fehlerfortpflanzung ist gering, der Kalibrierfaktor ist außerdem nahe eins. Dies hat ein sehr enges Konfidenzintervall zur Folge. Es liegt die Vermutung nahe, dass Kenngrößen, die auf demselben physikalischen Prinzip beruhen, sich wechselseitig am besten zur Kalibration eignen (geeignet: Energie \Leftrightarrow Energie, Lage \Leftrightarrow Lage; ungeeignet: Energie \Leftrightarrow Lage). Rechnerisch kann die Eignung z.B. durch

Berechnung der Kovarianz beurteilt werden. In Bild 10.10 ist dieser Effekt zu erkennen. Lage-differenz und Umkehrspanne nach DIN ISO 230-2 sind stark korreliert. Daher weist der Kalibrierfaktor ein schmales Konfidenzintervall auf. Grundsätzlich sollte wegen der Fehlerfortpflanzung eine Kalibration vermieden und, wo möglich, eine dimensionsbehaftete Kenngröße entwickelt werden.

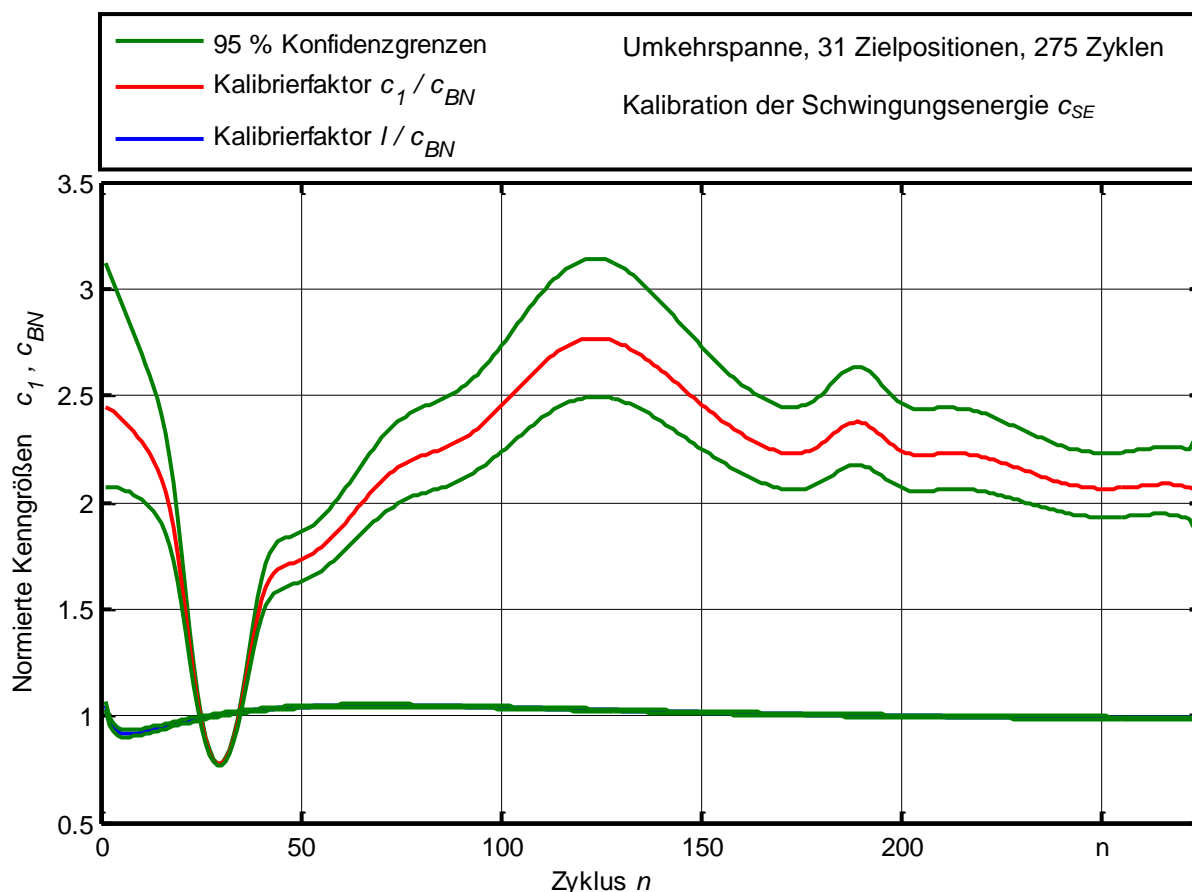


Bild 10.10: Verlauf des Kalibrierfaktors c_l/c_{BN} mit den Konfidenzgrenzen der Fehlerfortpflanzung aus beiden, jeweils zugehörigen Messungen. Der Kalibrierfaktor der Lagedifferenz l ist mit Konfidenzband zum Vergleich eingezeichnet (unten)

Bezogen auf die Kalibriergröße c_{BN} , entsprechend der Umkehrspanne B nach DIN ISO 230-2, ergeben sich die in Bild 10.10 dargestellten Verläufe für die Kenngrößen. Dabei wird, da sonst kein eindeutiger Zusammenhang herzustellen ist, c_l als kumulierte Summe c_{SE} behandelt. Zur Verdeutlichung der Fehlerfortpflanzung sind hier alle Fehler jeweils in den beiden Kalibrierfaktoren zusammengefasst.

11 Zusammenfassung

Die Anforderungen an die Entwicklung eines Systems zur zustandsabhängigen Wartung (Condition Based Maintenance, CBM-System) sind vielfältig. Die Aufgabenfelder umfassen Modellierung und Simulation, Steuerungs- und Messtechnik, Signalanalyse sowie Qualitätsmanagement (QM) und Computer Aided Quality (CAQ). Die Arbeit befasst sich mit der Zustandserfassung (Condition Monitoring, CM). Sie beobachtet das langfristige Verhalten des Systems. Über den Beobachtungszeitraum können keine gleichbleibenden Randbedingungen vorausgesetzt werden. Eine Unterbrechung des Regelbetriebs, d.h. der Produktion, ist unerwünscht. Die Methodik muss entsprechend robust sein und trotzdem eine Signalqualität liefern, die die gesuchten Nutzteile separierbar macht.

Diagnosekonzepte können in frühen Entwicklungsphasen bewertet werden. Die Beobachtung der steifigkeitsabhängigen Eigenfrequenz ergibt bereits modellbasiert eine zu geringe Änderung der Kenngröße, bis deren Wert abrupt springt. Dieses sprunghafte Sensitivitätsverhalten ist für das CM *genau nicht* geeignet. Störeinflüsse wie z.B. die veränderliche Tischposition können frühzeitig bewertet werden. Parametervariationen (Monte-Carlo-Simulation des Modells) geben Aufschluss über die zu erwartende Genauigkeit und Robustheit eines Konzepts.

Implizit ist bei Messungen meist die Zeit die unabhängige Variable. Solche Messdaten werden von ungleichförmigen Bewegungen beeinträchtigt. Ihre Analyse mit linearen Transformationen ist schwierig. Die vorliegende Arbeit vergleicht die lineare Transformation und die empirische Transformation, basierend auf der Empirical Mode Decomposition der Hilbert-Huang-Transformation des ungleichförmig erfassten Leerlaufdrehmoments.

Das Verhalten des kinematischen Systems wird mit ausschließlich geometrischen Größen modelliert. Modell und Messung werden harmonisiert, indem als unabhängige Führungsgröße eine geometrische physikalische Größe verwendet wird. Diese rein geometrische Kopplung von jeweils systeminterner unabhängiger Führungsgröße und abhängiger Messgröße bildet das Übertragungsverhalten direkt ab. Die Zeitunabhängigkeit ergibt immer lineare, rein geometrische Zusammenhänge. So kann gezielt transient oder ungleichförmig während des Regelbetriebs der Maschine gemessen werden. Es entsteht ein Messsignal, das linear transformiert eindeutige scharf getrennte Betriebsmoden des KGT, z.B. der Umlenkstücke und der Vorspannungsart, liefert und ein äußerst hohes Auflösungsvermögen zeigt. Dieses neue Gesamtkonzept wird als *Charakteristische Distanz und Auflösung* eingeführt.

Singuläre Kenngrößen sind wenig aussagefähig. Da Abnutzung nicht mit absoluten Größen beschrieben werden kann, können Abnutzungskenngrößen nur durch Gegenüberstellung beurteilt werden. Eine Übertragung oder gar Verallgemeinerung ist möglich, wenn auf absolute Größen, wie z.B. die Positionsgenauigkeit nach DIN ISO 230-2, kalibriert wird. Ist eine Kenngröße aussagefähig dimensioniert, kann dies entfallen, was die Fehlerfortpflanzung unterbindet, die am größten ist, wenn Modell, Simulation, Messung und Kalibration kombiniert werden.

Wesentlich für das QM ist die Güte der Kenngrößen. Die Qualität einer Kenngröße ergibt sich erst aus dem Vergleich unterschiedlicher Kenngrößen. Daher müssen jeweils der Toleranzbereich, die Vorhersagewahrscheinlichkeit und die Sensitivität betrachtet werden. Diese Informationen müssen ebenfalls zur Verfügung gestellt werden. Ein Datenmodell muss diese Begleitdaten, die im Beobachtungszeitraum nicht konstant sind, beinhalten. Diese Gütegrößen können mit simulativen Mitteln nur ungenau abgeschätzt werden. Die Eignung einer Kenngröße ist endgültig nur Messungen zu entnehmen.

Obwohl sich diese Arbeit nur mit einem Verschleißmechanismus auseinandersetzt, kann nicht davon ausgegangen werden, dass dessen Beobachtung ausreicht. Hier wurde hauptsächlich Abnutzung in frühen Stadien untersucht, bei denen sehr gute Ergebnisse erzielt werden konnten. Bei diesem Vorgehen bleibt offen, ob sich die entwickelte Abnutzungskenngröße langfristig für späte Stadien genauso gut eignet. Es ist daher davon auszugehen, dass sich für eine exakte Erfassung verschiedene Kenngrößen ergänzen. Sie stehen also nicht im Wettbewerb zueinander. Diese Überlegung unterstreicht umso mehr die Notwendigkeit, bei der Entwicklung neuer Kenngrößen gleichzeitig Referenzmessungen und -untersuchungen durchzuführen.

Für die konstruktive Auslegung wird die nominelle Lebensdauer von Kugelgewindetrieben L_{10} berechnet. Sie wird wesentlich von der statischen und dynamischen Steifigkeit bestimmt. Für Werkzeugmaschinen ist die Positionsgenauigkeit sehr wichtig. Die Arbeit zeigt, dass sie mit der Abnutzung eindeutig zusammenhängt und dabei wesentlich sicherer als steifigkeitsabhängige Phänomene wie Eigenfrequenzverschiebungen bestimmbar und separierbar ist. Da die Berechnung der nominellen Lebensdauer L_{10} die lineare Beweglichkeit des KGT unberücksichtigt lässt, ist fraglich, ob sie für eine Auslegung von Positioniergewindetrieben ausreicht. Für eine neue Berechnungsgrundlage, die die Positioniereigenschaft mit berücksichtigt spricht auch, dass diese die Abnutzung direkt quantifiziert, während die auf Statistik basierende nominelle Lebensdauer L_{10} das vage Kriterium des „Totalausfalls“ widerspiegelt.

12 Literatur

- [ARN00] Arndt, H.: Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen. Dresden: Hausdruckerei TU Dresden, 2000.
- [BAY09] Bayha, T.; Munzinger, C.; Schopp, M.; Broos, A.; Huf, A.; Walther, M.: OPTILAST – Steigerung der Verfügbarkeit durch Überlastbegrenzung und Prozess-parallele Last- und Verschleißüberwachung der Maschinentechnik. Verfügbarkeit von Produktionssystemen – Maschinen, Komponenten und Verfügbarkeitsmanagement, 24.-25.06.2009, Chemnitz, Deutschland, Verlag Fraunhofer IWU, Herausgeber/Veranstalter R. Neugebauer, Band Tagungsband Verfügbarkeit von Produktionssystemen – Maschinen, Komponenten und Verfügbarkeitsmanagement, Chemnitz, S. 57-66.
- [BRA11] Braun, S.; Maier, W.; Zirkelbach, S. (Hrsg.): Intelligent produzieren. Liber amicorum. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [BRE06] Brecher, C.; Weck, M.: Werkzeugmaschinen 3. 6. Aufl. [New York]: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [BRO07] Brown, M. et al.: A multiscale polynomial filter for adaptive smoothing, In: Digital Signal Processing 17. S. 69-75, 2007.
- [BUC11] Buck, A.; Nebel, S.; Bertsche, B.: Maintenance and cost modeling of production systems with Petri Nets. Innovation in Product and Production, ICPR, International Conference on Production Research, 21 / 2011. Beitrag (Konferenz). Universität Stuttgart, DE.
- [CAO09] Cao Jun; Wang Xingsong: Decomposition of mechanical signals. In: Industrial Electronics, 2009. IECON '09. 35th Annual Conference of IEEE. 3-5 Nov. 2009. S. 2020 - 2025.
- [DAH99] Dahlhaus, N.: Wälzlager nicht zu früh wechseln - Grenzen und Risiken der Hüllkurvenanalyse; in: Schwingungsüberwachung und -diagnose von Maschinen und Anlagen; VDI-Berichte 1466; VDI-Schwingungstagung '99; S. 215 ff; Düsseldorf: VDI-Verlag; 1999.
- [DAV09] Davison, A. C.; Hinkley, D. V.: Bootstrap methods and their application. 11.

- Aufl. Cambridge, NY: Cambridge Univ. Press, 2009.
- [DEN04] Denkena, B.; Imiela, J.: Model based wear detection of a ball screw spindle. Production Engineering. Research and Development Band 11 (2004) Heft 1, S. 91-94. Berlin: Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik (WGP).
- [DEN04a] Denkena, B.; Imiela, J.: Modeling of a machine tool drive for stiffness detection of ball screw nuts. FAIM, International Conference on Flexible Automation and Intelligent Manufacturing, 14 (2004) S. 521-528. München: Oldenbourg Industrieverlag.
- [DEN05] Denkena, B.; Imiela, J.: Modeling of a permanent magnet servo motor for stiffness detection of a ball screw spindle. CIRP Journal of Manufacturing Systems, Band 34 (2005) 4, 299-307.
- [DIE05] Dietmair, A.; Walther, M.; Pritschow, G.: Antriebsbasierte Maschinendiagnose. Fortschritte bei der Nutzung von Antriebssignalen zur Maschinendiagnose. wt Werkstattstechnik online Band 95 (2005) Heft 5, S. 351-356.
- [DIN10816] DIN 10816 Mechanische Schwingungen - Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht-rotierenden Teilen. Beuth Verlag Berlin, 1997.
- [DIN230] DIN ISO 230-2 Prüffregeln für Werkzeugmaschinen - Teil 2: Bestimmung der Positioniergenauigkeit und der Wiederholpräzision der Positionierung von numerisch gesteuerten Achsen. Beuth Verlag. Berlin, 2006.
- [DIN3408] DIN ISO 3408-3 Kugelgewindetriebe - Teil 3: Abnahmebedingungen und Abnahmeprüfungen. Beuth Verlag. Berlin, 2011.
- [DIN50320] DIN 50320 Verschleiß, Begriffe. Systemanalyse von Verschleißvorgängen. Gliederung des Verschleißgebietes. Beuth Verlag Berlin, 1979.
- [DIN7919] DIN ISO 7919-1 Mechanische Schwingungen von Maschinen mit Ausnahme von Kolbenmaschinen - Messung und Bewertung von Wellenschwingungen - Teil 1: Allgemeine Anleitungen (ISO 7919-1:1996). Beuth Verlag Berlin, 1997.

- [DIN281] DIN ISO 281-2 Wälzlager - Teil 2: Dynamische Tragzahlen und nominelle Lebensdauer. Beuth Verlag Berlin, 1993.
- [FEI94] Feil, A.: Diagnose fettgeschmierter Hauptspindellager; München, Wien: Hanser; 1994.
- [FLE07] Fleischer, J.; Munzinger, Christian; Broos, A.; Schopp, M.; Wieser, J.: Einsatz und Potential der Mehrkörpersimulation für die Ermittlung von Komponentenbelastungen bei Werkzeugmaschinen. DMK, Dresdner Maschinenelemente Kolloquium, 3 (2007) S. 425-432, Dresden: TUDpress Verlag der Wissenschaften.
- [FLE08] Fleischer, J.; Wieser, J.; Hennrich, H.; Schopp, M.; Broos, A.: Optimization of maintenance activities through maintenance-relevant design. CIRP Design Conference, 18 (2008). Enschede: University of Twente.
- [FLE08] Fleischer, J.; Wieser, J.: Efficient Maintenance of Machine Tools – Adapted Maintenance Activities and Assembly-Specific Maintenance Intervals. in: Mitsubishi M., Ueda K. and Kimura F. (Editors): Efficient Maintenance of Machine Tools — Adapted Maintenance Activities and Assembly-Specific Maintenance Intervals . Proceedings of the 41st CIRP Conference on Manufacturing Systems May 26–28, 2008, Tokyo, Japan, Springer-Verlag London, S. 69-74.
- [FLE08a] Fleischer, J.; Broos, A.; Schopp, M.; Wieser, J.; Hennrich, H.: Lifecycle-oriented component selection for machine tools based on multibody simulation and component life prediction. CIRP Design Conference, 18 (2008). Enschede: University of Twente.
- [FLE08b] Fleischer, J.; Munzinger, C.; Schopp, M.; Hennrich, H.; Broos, A.; Wieser, J.: Ermittlung der Komponentenbelastungen von Werkzeugmaschinen für einen lebenszyklusoptimalen Betrieb. Automatisierungstechnische Praxis - atp Band 50 (2008) Nr. 7, S. 45,48-52.
- [FLE08c] Fleischer, J.; Munzinger, C.; Schopp, M.; Hennrich, H.; Broos, A.; Wieser, J.: Lebenszyklusoptimierte Maschinen durch grenzlastnahen Einsatz von Maschinenelementen - Ableitung und Bewertung angepasster Service-Szenarien. Lösungen für die Zukunft, Der Automatisierungskongress in

- Deutschland, AUTOMATION, 2008, in: VDI-Berichte Band 2032 (2008), S. 101-104 (+ 10 S. pdf-Datei). Düsseldorf, VDI-Verlag.
- [FLE08d] Fleischer, J.; Schopp, M.: Einsatz von Schwingungssignalen zur Zustandsdiagnose und -prognose bei einer Werkzeugmaschine. Schwingungsüberwachung und Diagnose von Maschinen, VDI-Schwingungstagung, 2007. VDI-Berichte Band 1982 (2007) S. 169-183. Düsseldorf, VDI-Verlag.
- [FLE09] Fleischer, J.; Broos, A.; Schopp, M.; Wieser, J.; Hennrich, H.: Lifecycle-oriented component selection for machine tools based on multibody simulation and component life prediction. In: CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, Jahrgang 1 (2009), Heft/Band 3, Verlag Elsevier, Amsterdam, The Netherlands, ISBN/ISSN 1755-5817, S. 179-184.
- [FRE10] Frey, S., Walther, M., Verl, A.: Periodic variation of preloading in ball screws. Production Engineering: Volume 4, Issue 2 (2010). S. 261-267.
- [GER95] Geropp, B.: Schwingungsdiagnose an Wälzlagern mit Hilfe der Hüllkurvenanalyse; Aachen: Verl. der Augustinus-Buchh.; 1995.
- [GER99] Geropp, B.: Hüllkurvenanalyse - Verfahren zur Schadensfrüherkennung. Teil I: Grundlagen; in: Die Antriebstechnik; Band 38 (1999) Nr. 1; S. 51 ff; Mainz: Vereinigte Fachverl.
- [GER99a] Geropp, B.: Hüllkurvenanalyse - Verfahren zur Schadensfrüherkennung. Teil II: Anwendungen; in: Antriebstechnik; Band 38 (1999) Nr. 3; S. 87 ff; Mainz: Vereinigte Fachverl.
- [GOL90] Golz, H.U., Weule, H.: Vorspannungsregelung im Kugelgewindetrieb – ein neuer Ansatz für den Werkzeugmaschinenbau. Werkstattstechnik 80 (1990) Springer-VDI-Verlag, S. 336-368, 1990.
- [GOL90a] Golz, H. U.: Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben. Karlsruhe: Inst. für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik, Dissertation, 1990.
- [HAB98] Haberkern, A.: Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung. Karlsruhe: Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe (TU), Dissertation, 1998.

- [HEI05] Heisel, U.; Koscsak, G.; Stehle, T.: Thermisches Verhalten von Kugelgewindetrieben. Untersuchung eines Kugelgewindetribs und Berechnung der Verlagerungsverteilung mittels Thermografie. Werkstattstechnik 95 (2005) H. 5, S. 320-325.
- [HEI05] Heisel, U.: Werkzeugmaschinen und Produktionssysteme. Skript zur Vorlesung Teil 2. Institut für Werkzeugmaschinen, Universität Stuttgart, 2005.
- [HEI06] Heisel, U.; Koscsak, G.; Stehle, T.: Thermography-based investigation into thermally induced positioning errors of feed drives by example of a ball screw. 56th General Assembly of CIRP, Cirp Annals 2006 - Manufacturing Technology - Annals of the International Institute for Production Engineering Research, Kobe, JP, Aug 20-26, 2006.
- [HEI12] Heidenhain: Drehgeber mit Eigenlagerung: Prospektübersicht - HEIDENHAIN.
http://www.heidenhain.de/de_DE/produkte-und-anwendungen/winkel-messen/drehgeber/mit-eigenlagerung/prospektuebersicht/, 14.4.2012.
- [HEI89] Heisel, U.; Krug, R.: Lasermeßtechnik läßt Schwachstellen der Positionsgenauigkeit erkennen. In: Dima ; 43 (1989), Nr. 12, S. 56 – 57.
- [HEI89a] Heisel, U.; Krug, R.: Meßtastereinsatz in CNC-Maschinen reduziert Rüstzeitaufwand. In: Dima ; 43 (1989), Nr. 9, S. 82 – 84.
- [HEI92] Heisel, U.; Krug, R.: Genauigkeitsbeurteilung von Werkzeugmaschinen: Schnellverfahren verkürzt die Prüfung. Werkstattstechnik ; 82 (1992), H. 4, S. 46 – 47.
- [HIW12] HIWIN AG, a.: Kataloge - HIWIN Lineartechnologie - Kugelgewindetribe.
<http://www.hiwin.de/index.php?scriptlet=HIWIN/Kataloge&lineID=1>, 13.4.2012.
- [HOL04] Holley, D.W (2004): Understanding and using OPC for maintenance and reliability applications. In: Comput. Control Eng 15 (1), S. 28–31.
- [HOP94] Hopper, E.: Linearmotoren – synchron oder asynchron. Antriebstechnik 33 (1994) H. 6, S.26-29.

- [HUA98] Huang, N. E. et al.: The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. In Proceedings of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences 454 (1998), Nr. 1971, S. 903 - 995.
- [IMI03] Imiela, J.: Verfügbarkeitsicherung von Werkzeugmaschinen durch adaptive Steuerung. Antriebstechnik für die Fertigung, 2003, in: Berichte aus dem IFW, wissenschaftliche Schriftenreihe des Instituts für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen der Universität Hannover Band 1 (2003) S. 101-112. Hannover: PZH.
- [IMI06] Imiela, J.: Verfügbarkeitsuntersuchung von Werkzeugmaschinenachsen mit Kugelgewindetrieb durch modellbasierte Verschleißüberwachung. Berichte aus dem Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen der Universität Hannover. Diss., Hannover, 2006.
- [ISE06] Isermann, R.: Fault-Diagnosis Systems. [New York]: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006.
- [ISE90] Isermann, R.; Appel, W.; Freyermuth, B.; Fuchs, A.; Janik, W.; Neumann, D.; Reiss, T.; u.a.: Model based fault diagnosis and supervision of machines and drives. Automatic Control, 11th Triennial World Congress of the IFAC, in: IFAC Symposia Series * Band 4 (1991) S. 1-12. Oxford, New York: Pergamon Press.
- [ISE91] Isermann, R.: Fehlerdiagnose an Werkzeugmaschinen mittels Parameterschätzmethoden. Werkstattstechnik, wt - Zeitschrift für Industrielle Fertigung Band 81 (1991) Heft 5, S. 264-268.
- [ISE91a] Isermann, R.: Moderne Methoden der Fehlerfrühdiaagnose für Maschinen, Anlagen und Produkte. Forum Instandhaltung. Vorträge, moderierter Erfahrungsaustausch, Diskussionstreffpunkte. Tagung VDI-Ausschuß Instandhaltung, VDEh-Ausschuß für Anlagentechnik (1991) S. 23-47.
- [ISE91b] Isermann, R.: Experimentelle Ergebnisse der modellgestützten Fehlererkennung zur Instandhaltung von Werkzeugmaschinen und Robotern. Werkstattstechnik, wt - Zeitschrift für Industrielle Fertigung * Band 81

- (1991) Heft 8, Seite 475-480.
- [ISE91c] Isermann, R.; Freyermuth, B.; Xiaoshan He: Modellgestützte Fehlerdiagnose elektromechanischer Antriebe mittels Parameterschätzung. Antriebstechnisches Kolloquium '91, Maschinen und Anlagenüberwachung, Komponenten der Antriebstechnik im System Neu- und Weiterentwicklungen, in: IME-Leitfaden, 4 Band 4 (1991) Seite 119-138. Köln: Verlag TÜV Rheinland.
- [ISP97] Ispaylar, M. H.: Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen. Würzburg: CompuTEAM, 1997.
- [JUN10] Jun-Liang Chang et al.: Prognostic experiment for ball screw preload loss of machine tool through the Hilbert-Huang Transform and Multiscale entropy method: 2010, S. 376–380.
- [JUN10] Jun-Liang Chang et al.: Prognostic experiment for ball screw preload loss of machine tool through the Hilbert-Huang Transform and Multiscale entropy method. In: Proceedings of IEEE International Conference on Information and Automation ICIA 2010, S. 376–380.
- [KAE04] Kaefer, M.: Steuerungsintegrierte Fertigungsprozessüberwachung bei spanender Bearbeitung. Norderstedt: Books on Demand, 2005.
- [KAE97] Kaefer, M.; Weck, M.: Anwendergerechte Steuerungsintegrierte Prozessüberwachung. Zukunftsweisende Steuerungs- und Maschinenkonzepte für die Fertigung, Tagung, 1996. In: Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 2: Fertigungstechnik Band 439 (1997) S. 85-109. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [KAE99] IMS, International Workshop on Intelligent Manufacturing Systems, 2 (1999) S. 727-736. Leuven-Heverlee: Katholieke Universiteit Leuven.
- [KAM10] Kamalzadeh, A.; Gordon, D. J.; Erkorkmaz, K.: Robust compensation of elastic deformations in ball screw drives. In International Journal of Machine Tools and Manufacture 50 (2010), Nr. 6, S. 559–574.
- [KLE11] Klein, W. H.: Zustandsüberwachung von Rollen-Profilschienenführungen und Kugelgewindetrieben. 1. Aufl. Aachen: Apprimus-Verl, 2011.
- [KOL00] Kolerus, J.: Zustandsüberwachung von Maschinen; Reihe: Kontakt & Studi-

- um; Band 187; Renningen-Malmsheim: expert-Verlag; 2000.
- [KOL80] Kolerus, J.: Schallemissionsanalyse - Teil 2, Verfahren und Geräte; in: Technisches Messen tm; Band 47 (1980) Band 12; S. 427 ff; München: Oldenbourg.
- [KÖN93] König, W., Klumpen, T.: Angepasste Überwachungsstrategien und Sensor-konzepte - der Schlüssel für eine höhere Prozesssicherheit; in: Hohe Pro-zesssicherheit, Hohe Leistung, Hohe Präzision - 7. Internationales Braun-schweiger Feinbearbeitungskolloquium; Schriftenreihe des Instituts für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik; Essen: Vulkan; 1993.
- [KRU94] Krug, R.: Erhöhung der Arbeitsgenauigkeit von NC-Drehmaschinen durch prozeßintermittierendes Messen. Diss., Berichte aus dem Institut für Werk-zeugmaschinen / Konstruktion und Fertigung ; 5. Stuttgart : Univ., 1994.
- [LIU06] B. Liu, S. Riemenschneider, Y. Xu: Gearbox fault diagnosis using empirical mode decomposition and Hilbert spectrum. Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 20, Issue 3, April 2006. S. 718-734.
- [MAI09] Maier, D.; Ziegler, F.: Dynamische Fehlermessung erfasst Verschleiß an Vorschubantrieben. In: MM Maschinen Markt – Das Industriemagazin, Ausgabe 40, September 2009, Vogel Verlag, S. 40 - 42.
- [MAU01] Mauch, J.: mumasy - Das multimediale Maschineninformationssystem. Neue Technologien für die Technische Dokumentation 23. Oktober 2001. 2001 (Fraunhofer IPA-Seminar F 68). <http://publica.fraunhofer.de/documents/N-9769.html>, 21.2.2012.
- [MEH87] Mehles, H.: Analyse-Verfahren zur Maschinen- und Prozessüberwachung: Ein Beitrag zur Entwicklung von Überwachungskonzepten für Fertigungs-einrichtungen und Prozesse spanender Werkzeugmaschinen unter Anwen-dung der Cepstrumanalyse; Düsseldorf: VDI-Verlag; 1987.
- [MEH92] Mehles, H.: Moderne Geräuschanalysen - Schwingungsuntersuchungen an Maschinen, Teil 2: Klassische Messverfahren; in: Elektronik Journal; Band 27 (1992) Nr. 19; S. 38 ff; Landsberg: Verl. Moderne Industrie.
- [MEH93] Mehles, H.: Moderne Geräuschanalysen. Schwingungsuntersuchungen an

- Maschinen, Teil 5: Cepstrumanalyse an Bauteilen; in: *Elektronik Journal*; Band 28 (1993) Nr. 9; S. 46 ff; Landsberg: Verl. Moderne Industrie.
- [MEL99] Meltzer, G.: Stand und Tendenzen der Schwingungsübertragung und -diagnostik / Innovative Diagnosetechnik; in: *Schwingungsüberwachung und -diagnose von Maschinen und Anlagen*; VDI-Berichte 1466; VDI-Schwingungstagung '99; S. 1 ff; Düsseldorf: VDI-Verlag; 1999.
- [MIM11] MIMOS: Condition Based Operations for Manufacturing | Mimosa. Online <http://www.mimosa.org/sites/default/files/whitepapers/OpenOMWhitepaper-CBOforManufacturing.pdf>, zuletzt geprüft am 24.1.2011.
- [MUN08] Munzinger, C.; Schopp, M.; Broos, A.; Henrich, H.; Wieser, J.: Lebenszyklusoptimierte Maschinen durch grenzlastnahen Einsatz von Maschinenelementen - Ableitung und Bewertung angepasster Service-Szenarien. AKIDA, 7. Aachener Kolloquium für Instandhaltung, Diagnose und Anlagenüberwachung, Tagungsband, Aachen, DE, 18.-19. Nov, 2008.
- [MUN09] Munzinger, C.; Schopp, M.; Broos, A.: Optimizing Life Cycle Performance of Machine Components Using Time-Discrete Condition Monitoring and Prognosis. 16th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering, 04.-06.05.2009, Kairo, Ägypten, Band Proceedings of the 16th CIRP International Conference on Life Cycle Engineering, Life Cycle Engineering in the Sustainability Age, S. 418-424.
- [NAH99] Nahrath, T.; Bauer, B.; Seeliger, A.: Schwingungsmessungen bei nicht konstanter Drehzahl; in: *Schwingungsüberwachung und -diagnose von Maschinen und Anlagen*; VDI-Berichte 1466; VDI-Schwingungstagung '99; S. 431 ff; Düsseldorf: VDI-Verlag; 1999.
- [NEB09] Nebel, S. ; Dieter, A. ; Bertsche, B.: Modelling condition monitoring and dynamic grouping of maintenance actions with extended coloured stochastic Petri nets / Modellierung der Zustandsüberwachung und dynamische Gruppierung der Instandhaltungsmaßnahmen mit erweiterten, kolorierten, stochastischen Petri-Netzen. ESREL, European Safety and Reliability Conference, 2009.

- [NEB09a] Nebel, S.; Dieter, A.; Bertsche, B.: Application of extended coloured stochastic Petri nets for modelling and analysis of RAMS+C of production systems. DCDS, '09, IFAC Workshop on Dependable Control of Discrete Systems, 2nd, Bari, IT, 2009-06-10 - 2009-06-12. publiziert als: DCDS'09, 2nd IFAC Workshop on Dependable Control of Discrete Systems, Preprint, Bari, IT, Jun 10-12, 2009.
- [NN79] N.N.: Technische Diagnostik und Instandhaltung; in: Die Technik (Sonderheft Technische Diagnostik); Band 34 (1979) Nr. 6; S. 307 ff; Berlin: Kammer der Technik TEBEA.
- [OGL01] Oglodin, V.; Kircher, C.; Klemm, P.: The stemadi concept: situation-oriented and user-friendly provision of guidelines at the machine. In Production Engineering 3 (2009), 4-5, S. 329–338.
- [OKW09] Okwudire, C.; Altintas, Y.: Minimum Tracking Error Control of Flexible Ball Screw Drives Using a Discrete-Time Sliding Mode Controller. In Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 131 (2009), Nr. 5, S. 51006.
- [OKW09a] Okwudire, C. E.; Altintas, Y.: Hybrid Modeling of Ball Screw Drives With Coupled Axial, Torsional, and Lateral Dynamics. In Journal of Mechanical Design 131 (2009), Nr. 7, S. 71002.
- [PAL64] Palmgren, A.: Grundlagen der Wälzlagertechnik. Franck'sche Verlagsbuchhandlung, 3. Auflage, 1964.
- [PEN05] Z.K. Peng; Peter W. Tse; F.L. Chu: A comparison study of improved Hilbert–Huang transform and wavelet transform: Application to fault diagnosis for rolling bearing, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 19, Issue 5, September 2005, S. 974-988.
- [PIL97] Pilkey, W. D.; Peterson, R. E.: Peterson's stress concentration factors. 2. Aufl. New York, NY: Wiley, 1997.
- [PLA02] Plapper, V. ; Weck, M. / Fraunhofer-Institut für Produktionstechnologie (IPT), Aachen, DE: Signale digitaler Antriebe zeigen Maschinenschäden / Signals of digital drives show machine damage. ZWF Zeitschrift für wirt-

- schaftlichen Fabrikbetrieb 97 (2002), Nr. 3, S 84-88.
- [PLA04] Plapper, V.: Steuerungsintegrierte Überwachung von Vorschubantrieben an Werkzeugmaschinen. Aachen: Shaker, 2004.
- [PLA99] Plapper, V.; Wenk, C.; Weck, M.: Augmented Reality unterstützt den Teleservice / Augmented Reality supports teleservice. Werkstattstechnik - wt 89 (1999), Nr. 6, S. 293-294.
- [PRI10] Pritschow, G., Verl, A., Frey, S.: Adaptronik in Werkzeugmaschinen. DFG Schwerpunktprogramm SPP 1156. Adaption der Vorspannung in Kugelgewindetrieben (2010). S. 207-225.
- [PRI95] Pritschow, G. u.a.: Elektrische Direktantriebe im Werkzeugmaschinenbau. VDI-Z 137 (1995) H. 3/4, S. 76-79.
- [RAI07] V.K. Rai; A.R. Mohanty: Bearing fault diagnosis using FFT of intrinsic mode functions in Hilbert–Huang transform, Mechanical Systems and Signal Processing, Volume 21, Issue 6, August 2007, S. 2607-2615.
- [REI92] Reiß, T.; Isermann, R.: Modellgestützte Fehlerfrüherkennung an Werkzeugmaschinen. Fachtagung Automatisierung, Inst. für Automatisierungstechnik, TU Dresden Band 5 (1992) S. 112-118.
- [REX01] Bosch Rexroth AG (Hrsg.): Rexroth IndraDrive Firmware für Antriebsregelgeräte MPH-04, MPB-04, MPD-04. DOK-INDRV*-MP*-04VRS**-FK01-DE-P R911315484 Ausgabe 01. Lohr am Main, 2006.
- [RIL07] Rilling, G.: Empirical Mode Decomposition.
<http://perso.ens-lyon.fr/patrick.flandrin/emd.html>, 25.4.2007.
- [ROS08] Rossteuscher, H.: Spindeltrieb mit Lebensdauerüberwachung. Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, Patentschrift DE102008004061A1, 2008.
- [SCH09] Schopp, M.: Sensorbasierte Zustandsdiagnose und -prognose von Kugelgewindetrieben. Aachen: Shaker, 2009.
- [SCH95] Schmitt, Th.: Modell der Wärmeübertragungsvorgänge in der mechanischen Struktur von CNC-gesteuerten Vorschubsystemen. Diss. TH Darmstadt 1995.

- [SHA96] Shao, J.; Tu, D.: The jackknife and bootstrap. 2. Aufl. New York: Springer, 1996.
- [SHI11] Shin, Y. C.; Huang, Y. C.; Chao, J. A.: Diagnosis of Ball Screw Preload Loss by Vibration Signals through the Hilbert-Huang Transform and Multiscale Measure. In Applied Mechanics and Materials 58-60 (2011), S. 636–641.
- [STU86] Sturm, A.; Förster, R.; Hippmann, N.; Kinsky, D.: Wälzlagerdiagnose an Maschinen und Anlagen; Köln: Verlag TÜV Rheinland; 1986.
- [TET10] Teti, R. et al.: Advanced monitoring of machining operations. In CIRP Annals - Manufacturing Technology 59 (2010), Nr. 2, S. 717–739.
- [TÖN00] Tönshoff, H.; Imiela, J.; Seufzer, A.: Steigerung der Betriebssicherheit von Maschinen durch Verschleißüberwachung. Antriebstechnik Band 39 (2000) Heft 11, S. 75-77.
- [TRO05] Trost, M.; Nebel, S.; Pozsgai, P.; Bertsche, B.: Modellierung komplexer Systeme mit Hilfe stochastischer Netzverfahren. TTZ, Tagung Technische Zuverlässigkeit, 22, in: VDI-Berichte Band 1884 (2005) S. 185-198. Düsseldorf: VDI-Verlag.
- [VDI3441] VDI/DGQ 3441 Statistische Prüfung der Arbeits- und Positionsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen; Grundlagen. Beuth Verlag. Berlin, 1977.
- [VER09] Verl, A. et al.: Sensorless automated condition monitoring for the control of the predictive maintenance of machine tools. In CIRP Annals - Manufacturing Technology 58 (2009), Nr. 1, S. 375–378.
- [VER10] Verl, A., Hafla, A., Frey, S., Croon, N., Dadalau, A.: Vorschubantriebe. Fertigungstechnisches Kolloquium Stuttgart (2010). S.429-432. Schriftliche Fassung der Vorträge zum Fertigungstechnischen Kolloquium am 29. und 30. September 2010 in Stuttgart. Stuttgart: Ges. für Fertigungstechnik, 2010.
- [WAL09] Walther, M.; Verl, A.; Nebel, S.; Bertsche, B.: Lifetime models for condition monitoring and simulation based RAMS optimizations. FAIM 2009, 19th International Conference on Flexible Automation and Intelligent Manufacturing, Proceedings, Bd. 3, S. 1286-1293. Middlesbrough, GB, Jul 6-8, 2009.

- [WAL11] Walther, M.: Antriebsbasierte Zustandsdiagnose von Vorschubantrieben, Univ., Diss.--Stuttgart, 2011. Heimsheim: Jost-Jetter, 2011.
- [WAN92] Wanke, P.; Isermann, R.: Modellgestützte Fehlerfrüherkennung am Hauptantrieb eines spanabhebenden Bearbeitungszentrums. Automatisierungstechnik - at Band 40 (1992) Heft 9, S. 349-356.
- [WEC00] Weck, M.; Plapper, V.; Groth, A.: Sensorlose Maschinenzustandsüberwachung. Zuverlässigkeit von Werkzeugmaschinen verbessern. VDI-Z Integrierte Produktion 142 (2000), Nr. 6, S. 53-56.
- [WEC01] Weck, M. ; Plapper, V.: Control integrated machine tool condition monitoring. Production Engineering. Research and Development; Band 8, Heft 1, Berlin: Wissenschaftliche Gesellschaft für Produktionstechnik (WGP) (<http://www.wgp.de>), 2001, S. 141-144.
- [WEC98] Weck, M.; Kaefer, M.; Plapper, V.: Steuerungsintegrierte Prozeßüberwachung. Aspekte der Signalverarbeitung. ZWF Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb Band 93 (1998) Heft 11, S. 593-597.
- [WEC98a] Weck, M.; Klocke, F.; Kaefer, M.; Wenk, C.; Rehse, M.; Gose, H.: Steuerungsintegrierte Überwachung von Fertigungsprozessen. Sensorlose Überwachung auf Basis digitaler Steuerungs- und Antriebsinformationen. VDI-Z Integrierte Produktion Band 140 (1998) Heft 6, S. 53-57.
- [WEH99] Wehlan, H.: Elektrische Signalverarbeitung; Skript zur Vorlesung; Institut für Systemdynamik und Regelungstechnik; Universität Stuttgart; 1999.
- [WEI99] Weiser, Mark (1999): The computer for the 21 st century. In: SIGMOBILE Mob. Comput. Commun. Rev. 3 (3), S. 3–11.
- [WES89] Westphal, C.: Untersuchungen über Verfahren der Schadensfrüherkennung bei Wälzlagerungen; Dissertation; TU Braunschweig; 1989.
- [WEU97] Weule, H., Frank, T., Tilch, D.: Hochdynamische Vorschubachse mit Kugelgewindetrieb. Werkstatttechnik 87 (1997) Springer-VDI-Verlag, S. 433-436.
- [WIR98] Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil I: Grundlagen der

- Analyseverfahren. In *Antriebstechnik* 37 (1998), Nr. 10, S. 75–80.
- [WIR98a] Wirth, R.: Maschinendiagnose an Industriegetrieben. Teil II: Signalidentifikation in der Praxis. In *Antriebstechnik* 37 (1988), Nr. 11, S. 77–81.
- [YAN10] Yang, D.; Rehtanz, C.; Li, Y.: Technological innovations making power grid smarter. POWERCON 2010. Hangzhou.2010 International Conference on Power System Technology. Hangzhou, China October 24-28, 2010. [Piscataway, N.J.]: IEEE, 2010.
- [YUQ11] Yuqing Zhou, Tao Tao, Xuesong Mei, Gedong Jiang, Nuogang Sun: Feed-axis gearbox condition monitoring using built-in position sensors and EEMD method. In: *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, Volume 27, Issue 4, August 2011, S. 785–793.
- [ZAE04] Zaeh, M. F.; Oertli, T.; Milberg, J.: Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems. In *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 53 (2004), Nr. 1, S. 289–292.
- [ZAE04a] Zaeh, M. F.; Oertli, T.: Finite Element Formulation of Pre-Stressed Ball Screw Drives. ASME 7th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2004). July 19–22, 2004 , Manchester, England. Volume 3 Paper no. ESDA2004-58281 pp. 289-296.
- [ZAE07] Zaeh, M.; Siedl, D.: A New Method for Simulation of Machining Performance by Integrating Finite Element and Multi-body Simulation for Machine Tools. In *CIRP Annals - Manufacturing Technology* 56 (2007), Nr. 1, S. 383–386.
- [ZIN83] Zinecker, R.: Zur Körperschallemission von partikelgeschädigten Kugellagern; Dissertation; Universität Hannover; 1983.
- [ZIR05] Zirn, O., Weikert, S.: Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme. Eine praxisnahe Einführung. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York, 2005.

Liste der bisher erschienenen Berichte aus dem IMA:

Nr.	Verfasser	Titel
1	H.K. Müller	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion von Hochdruckdichtungen an schnellaufenden Wellen
2	W. Passera	Konzentrisch laufende Gewinde-Wellen-Dichtung im laminaren Bereich
3	K. Karow	Konzentrische Doppelgewindewellendichtung im laminaren Bereich
3	F.E. Breit	Die Kreiszyinderschalendichtung: Eine Axialspaltdichtung mit druckabhängiger Spaltweite
	W. Sommer	Dichtungen an Mehrphasensystemen: Berührungsfreie Wellendichtungen mit hochviskosen Sperrflüssigkeiten
4	K. Heitel	Beitrag zur Berechnung und Konstruktion konzentrisch und exzentrisch betriebener Gewindewellendichtungen im laminaren Bereich
5	K.-H. Hirschmann	Beitrag zur Berechnung der Geometrie von Evolventenverzahnungen
6	H. Däuble	Durchfluß und Druckverlauf im radial durchströmten Dichtspalt bei pulsierendem Druck
7	J. Rybak	Einheitliche Berechnung von Schneidrädern für Außen- und Innenverzahnungen. Beitrag zu Eingriffsstörungen beim Hohlrad-Verzahnern mittels Schneidräder
8	D. Franz	Rechnergestütztes Entwerfen von Varianten auf der Grundlage gesammelter Erfahrungswerte
9	E. Lauster	Untersuchungen und Berechnungen zum Wärmehaushalt mechanischer Schaltgetriebe
10		Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr.-Ing. K. Talke
11	G. Ott	Untersuchungen zum dynamischen Leckage- und Reibverhalten von Radialwellendichtringen
12	E. Fuchs	Untersuchung des elastohydrodynamischen Verhaltens von berührungsfreien Hochdruckdichtungen
13	G. Sedlak	Rechnerunterstütztes Aufnehmen und Auswerten spannungsoptischer Bilder
14	W. Wolf	Programmsystem zur Analyse und Optimierung von Fahrzeuggetrieben
15	H. v. Eiff	Einfluß der Verzahnungsgeometrie auf die Zahnfußbeanspruchung innen- und außenverzahnter Geradstirnräder
16	N. Messner	Untersuchung von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
17	V. Schade	Entwicklung eines Verfahrens zur Einflanken-Wälzprüfung und einer rechnergestützten Auswertemethode für Stirnräder
18	A. Gührer	Beitrag zur Optimierung von Antriebssträngen bei Fahrzeugen
19	R. Nill	Das Schwingungsverhalten loser Bauteile in Fahrzeuggetrieben
20	M. Kammüller	Zum Abdichtverhalten von Radial-Wellendichtringen
21	H. Truong	Strukturorientiertes Modellieren, Optimieren und Identifizieren von Mehrkörpersystemen
22	H. Liu	Rechnergestützte Bilderfassung, -verarbeitung und -auswertung in der Spannungsoptik
23	W. Haas	Berührungsfreie Wellendichtungen für flüssigkeitsbespritzte Dichtstellen
24	M. Plank	Das Betriebsverhalten von Wälzlagern im Drehzahlbereich bis 100.000/min bei Kleinstmengenschmierung
25	A. Wolf	Untersuchungen zum Abdichtverhalten von druckbelastbaren Elastomer- und PTFE-Wellendichtungen
26	P. Waidner	Vorgänge im Dichtspalt wasserabdichtender Gleitringdichtungen
27	Hirschmann u.a.	Veröffentlichungen aus Anlaß des 75. Geburtstags von Prof. Dr.-Ing. Kurt Talke
28	B. Bertsche	Zur Berechnung der Systemzuverlässigkeit von Maschinenbau-Produkten
29	G. Lechner;	Forschungsarbeiten zur Zuverlässigkeit im Maschinenbau
	K.-H.Hirschmann;	
	B. Bertsche	
30	H.-J. Prokop	Zum Abdicht- und Reibungsverhalten von Hydraulikstangendichtungen aus Polytetrafluoräthylen
31	K. Kleinbach	Qualitätsbeurteilung von Kegelradsätzen durch integrierte Prüfung von Tragbild, Einflankenwälzabweichung und Spielverlauf
32	E. Zürn	Beitrag zur Erhöhung der Meßgenauigkeit und -geschwindigkeit eines Mehrkoordinatentasters
33	F. Jauch	Optimierung des Antriebsstranges von Kraftfahrzeugen durch Fahrsimulation
34	J. Grabscheid	Entwicklung einer Kegelrad-Laufprüfmaschine mit thermografischer Tragbilderfassung
35	A. Hölderlin	Verknüpfung von rechnerunterstützter Konstruktion und Koordinatenmeßtechnik
36	J. Kurfess	Abdichten von Flüssigkeiten mit Magnetflüssigkeitsdichtungen
37	G. Borenius	Zur rechnerischen Schädigungsakkumulation in der Erprobung von Kraftfahrzeugteilen bei stochastischer Belastung mit variabler Mittellast
38	E. Fritz	Abdichtung von Maschinenspindeln
39	E. Fritz; W. Haas;	Berührungsfreie Spindelabdichtungen im Werkzeugmaschinenbau. Konstruktionskatalog
	H.K. Müller	

Nr.	Verfasser	Titel
40	B. Jenisch	Abdichten mit Radial-Wellendichtringen aus Elastomer und Polytetrafluorethylen
41	G. Weidner	Klappern und Rasseln von Fahrzeuggetrieben
42	A. Herzog	Erweiterung des Datenmodells eines 2D CAD-Systems zur Programmierung von Mehrkoordinatenmeßgeräten
43	T. Roser	Wissensbasiertes Konstruieren am Beispiel von Getrieben
44	P. Wäschle	Entlastete Wellendichtringe
45	Z. Wu	Vergleich und Entwicklung von Methoden zur Zuverlässigkeitsanalyse von Systemen
46	W. Richter	Nichtwiederholbarer Schlag von Wälzlageeinheiten für Festplattenlaufwerke
47	R. Durst	Rechnerunterstützte Nutprofilentwicklung und clusteranalytische Methoden zur Optimierung von Gewindewerkzeugen
48	G.S. Müller	Das Abdichtverhalten von Gleitringdichtungen aus Siliziumkarbid
49	W.-E. Krieg	Untersuchungen an Gehäuseabdichtungen von hochbelasteten Getrieben
50	J. Grill	Zur Krümmungstheorie von Hüllflächen und ihrer Anwendung bei Werkzeugen und Verzahnungen
51	M. Jäckle	Entlüftung von Getrieben
52	M. Köchling	Beitrag zur Auslegung von geradzahnten Stirnrädern mit beliebiger Flankenform
53	M. Hildebrandt	Schadensfrüherkennung an Wälzkontakten mit Körperschall-Referenzsignalen
54	H. Kaiser	Konstruieren im Verbund von Expertensystem, CAD-System, Datenbank und Wiederholteil-suchsystem
55	N. Stanger	Berührungsfrei abdichten bei kleinem Bauraum
56	R. Lenk	Zuverlässigkeitsanalyse von komplexen Systemen am Beispiel PKW-Automatikgetriebe
57	H. Naunheimer	Beitrag zur Entwicklung von Stufenlosgetrieben mittels Fahrsimulation
58	G. Neumann	Thermografische Tragbilderfassung an rotierenden Zahnrädern
59	G. Wüstenhagen	Beitrag zur Optimierung des Entlasteten Wellendichtrings
60	P. Brodbeck	Experimentelle und theoretische Untersuchungen zur Bauteilzuverlässigkeit und zur System-berechnung nach dem Booleschen Modell
61	Ch. Hoffmann	Untersuchungen an PTFE-Wellendichtungen
62	V. Hettich	Identifikation und Modellierung des Materialverhaltens dynamisch beanspruchter Flächen-dichtungen
63	K. Riedl	Pulsationsoptimierte Außenzahnpumpen mit ungleichförmig übersetzenden Radpaaren
64	D. Schwuchow	Sonderverzahnungen für Zahnpumpen mit minimaler Volumenstrompulsation
65	T. Spörl	Modulares Fahrsimulationsprogramm für beliebig aufgebaute Fahrzeugtriebstränge und An-wendung auf Hybridantriebe
66	K. Zhao	Entwicklung eines räumlichen Toleranzmodells zur Optimierung der Produktqualität
67	K. Heusel	Qualitätssteigerung von Planetengetrieben durch Selektive Montage
68	T. Wagner	Entwicklung eines Qualitätssystem für die Konstruktion
69	H. Zelßmann	Optimierung des Betriebsverhaltens von Getriebeentlüftungen
70	E. Bock	Schwimmende Wellendichtringe
71	S. Ring	Anwendung der Verzahnungstheorie auf die Modellierung und Simulation des Werkzeug-schleifens
72	M. Klöpfer	Dynamisch beanspruchte Dichtverbindungen von Getriebegehäusen
73	C.-H. Lang	Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
74	W. Haas	Berührungsfreies Abdichten im Maschinenbau unter besonderer Berücksichtigung der Fang-labyrinth
75	P. Schiberna	Geschwindigkeitsvorgabe für Fahrsimulationen mittels Verkehrssimulation
76	W. Elser	Beitrag zur Optimierung von Wälzgetrieben
77	P. Marx	Durchgängige, bauteilübergreifende Auslegung von Maschinenelementen mit unscharfen Vorgaben
78	J. Kopsch	Unterstützung der Konstruktionstätigkeiten mit einem Aktiven Semantischen Netz
79	J. Rach	Beitrag zur Minimierung von Klapper- und Rasselgeräuschen von Fahrzeuggetrieben
80	U. Häussler	Generalisierte Berechnung räumlicher Verzahnungen und ihre Anwendung auf Wälzfräse-herstellung und Wälzfräsen
81	M. Hüsges	Steigerung der Tolerierungsfähigkeit unter fertigungstechnischen Gesichtspunkten
82	X. Nastos	Ein räumliches Toleranzbewertungssystem für die Konstruktion
83	A. Seifried	Eine neue Methode zur Berechnung von Rollenlagern über lagerinterne Kontakt-Beanspruchungen
84	Ch. Dörr	Ermittlung von Getriebebelastkollektiven mittels Winkelbeschleunigungen
85	A. Veil	Integration der Berechnung von Systemzuverlässigkeiten in den CAD-Konstruktionsprozeß
86	U. Frenzel	Rückenstrukturierte Hydraulikstangendichtungen aus Polyurethan
87	U. Braun	Optimierung von Außenzahnpumpen mit pulsationsarmer Sonderverzahnung
88	M. Lambert	Abdichtung von Werkzeugmaschinen-Flachführungen
89	R. Kubalczyk	Gehäusegestaltung von Fahrzeuggetrieben im Abdichtbereich

Nr.	Verfasser	Titel
90	M. Oberle	Spielbeeinflussende Toleranzparameter bei Planetengetrieben
91	S. N. Dogan	Zur Minimierung der Losteilgeräusche von Fahrzeuggetrieben
92	M. Bast	Beitrag zur werkstückorientierten Konstruktion von Zerspanwerkzeugen
93	M. Ebenhoch	Eignung von additiv generierten Prototypen zur frühzeitigen Spannungsanalyse im Produktentwicklungsprozess
94	A. Fritz	Berechnung und Monte-Carlo Simulation der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit technischer Systeme
95	O. Schrems	Die Fertigung als Versuchsfeld für die qualitätsgerechte Produktoptimierung
96	M. Jäckle	Untersuchungen zur elastischen Verformung von Fahrzeuggetrieben
97	H. Haiser	PTFE-Compounds im dynamischen Dichtkontakt bei druckbelastbaren Radial-Wellendichtungen
98	M. Rettenmaier	Entwicklung eines Modellierungs-Hilfssystems für Rapid Prototyping gerechte Bauteile
99	M. Przybilla	Methodisches Konstruieren von Leichtbauelementen für hochdynamische Werkzeugmaschinen
100	M. Olbrich	Werkstoffmodelle zur Finiten-Elemente-Analyse von PTFE-Wellendichtungen
101	M. Kunz	Ermittlung des Einflusses fahrzeug-, fahrer- und verkehrsspezifischer Parameter auf die Getriebelastkollektive mittels Fahrsimulation
102	H. Ruppert	CAD-integrierte Zuverlässigkeitsanalyse und -optimierung
103	S. Kilian	Entwicklung hochdynamisch beanspruchter Flächendichtverbindungen
104	A. Flaig	Untersuchung von umweltschonenden Antriebskonzepten für Krafffahrzeuge mittels Simulation
105	B. Luo	Überprüfung und Weiterentwicklung der Zuverlässigkeitsmodelle im Maschinenbau mittels Mono-Bauteil-Systemen
106	L. Schüppenbauer	Erhöhung der Verfügbarkeit von Daten für die Gestaltung und Berechnung der Zuverlässigkeit von Systemen
107	J. Ryborz	Klapper - und Rasselgeräuschverhalten von Pkw- und Nkw- Getrieben
108	M. Würthner	Rotierende Wellen gegen Kühlschmierstoff und Partikel berührungsfrei abdichten
109	C. Gitt	Analyse und Synthese leistungsverzweigter Stufenlosgetriebe
110	A. Krolo	Planung von Zuverlässigkeitstests mit weitreichender Berücksichtigung von Vorkenntnissen
111	G. Schöllhammer	Entwicklung und Untersuchung inverser Wellendichtsysteme
112	K. Fronius	Gehäusegestaltung im Abdichtbereich unter pulsierendem Innendruck
113	A. Weidler	Ermittlung von Raffungsfaktoren für die Getriebeerprobung
114	B. Stiegler	Berührungsfreie Dichtsysteme für Anwendungen im Fahrzeug- und Maschinenbau
115	T. Kunstfeld	Einfluss der Wellenoberfläche auf das Dichtverhalten von Radial-Wellendichtungen
116	M. Janssen	Abstreifer für Werkzeugmaschinenführungen
117	S. Buhl	Wechselbeziehungen im Dichtsystem von Radial-Wellendichtring, Gegenlaufläche und Fluid
118	P. Pozsgai	Realitätsnahe Modellierung und Analyse der operativen Zuverlässigkeitskennwerte technischer Systeme
119	H. Li	Untersuchungen zum realen Bewegungsverhalten von Losteilen in Fahrzeuggetrieben
120	B. Otte	Strukturierung und Bewertung von Eingangsdaten für Zuverlässigkeitsanalysen
121	P. Jäger	Zuverlässigkeitsbewertung mechatronischer Systeme in frühen Entwicklungsphasen
122	T. Hitziger	Übertragbarkeit von Vorkenntnissen bei der Zuverlässigkeitstestplanung
123	M. Delonga	Zuverlässigkeitsmanagementsystem auf Basis von Felddaten
124	M. Maisch	Zuverlässigkeitsorientiertes Erprobungskonzept für Nutzfahrzeuggetriebe unter Berücksichtigung von Betriebsdaten
125	J. Orso	Berührungsfreies Abdichten schnelllaufender Spindeln gegen feine Stäube
126	F. Bauer	PTFE-Manschettendichtungen mit Spiralrille - Analyse, Funktionsweise und Erweiterung der Einsatzgrenzen
127	M. Stockmeier	Entwicklung von Klapper- und rasselgeräuschfreien Fahrzeuggetrieben
128	M. Trost	Gesamtheitliche Anlagenmodellierung und -analyse auf Basis stochastischer Netzverfahren
129	P. Lambeck	Unterstützung der Kreativität von verteilten Konstrukteuren mit einem Aktiven Semantischen Netz
130	K. Pickard	Erweiterte qualitative Zuverlässigkeitsanalyse mit Ausfallprognose von Systemen
131	W. Novak	Geräusch- und Wirkungsgradoptimierung bei Fahrzeuggetrieben durch Festradentkopplung
132	M. Henzler	Radialdichtungen unter hoher Druckbelastung in Drehübertragern von Werkzeugmaschinen
133	B. Rzepka	Konzeption eines aktiven semantischen Zuverlässigkeitsinformationssystems
134	C.G. Pflüger	Abdichtung schnelllaufender Hochdruck-Drehübertrager mittels Rechteckring und hocheffizient strukturierter Gleitfläche
135	G. Baitinger	Multiskalenansatz mit Mikrostrukturanalyse zur Drallbeurteilung von Dichtungsgegenläufigkeiten

Nr.	Verfasser	Titel
136	J. Gäng	Berücksichtigung von Wechselwirkungen bei Zuverlässigkeitsanalysen
137	Ch. Maisch	Berücksichtigung der Ölalterung bei der Lebensdauer- und Zuverlässigkeitsprognose von Getrieben
138	D. Kirschmann	Ermittlung erweiterter Zuverlässigkeitsziele in der Produktentwicklung
139	D. Weber	Numerische Verschleißsimulation auf Basis tribologischer Untersuchungen am Beispiel von PTFE-Manschettendichtungen
140	T. Leopold	Ganzheitliche Datenerfassung für verbesserte Zuverlässigkeitsanalysen
141	St. Jung	Beitrag zum Einfluss der Oberflächencharakteristik von Gegenlaufflächen auf das tribologische System Radial-Wellendichtung
142	T. Prill	Beitrag zur Gestaltung von Leichtbau-Getriebegehäusen und deren Abdichtung
143	D. Hofmann	Verknüpfungsmodell zuverlässigkeitsrelevanter Informationen in der Produktentwicklung mechatronischer Systeme
144	M. Wacker	Einfluss von Drehungleichförmigkeiten auf die Zahnradlebensdauer in Fahrzeuggetrieben
145	B. Jakobi	Dichtungsgeräusche am Beispiel von Pkw-Lenkungen – Analyse und Abhilfemaßnahmen
146	S. Kiefer	Bewegungsverhalten von singulären Zahnradstufen mit schaltbaren Koppelungseinrichtungen
147	P. Fietkau	Transiente Kontaktberechnung bei Fahrzeuggetrieben
148	B. Klein	Numerische Analyse von gemischten Ausfallverteilungen in der Zuverlässigkeitstechnik
149	M. Klaiiber	Betriebs- und Benetzungseigenschaften im Dichtsystem Radial-Wellendichtung am Beispiel von additivierten synthetischen Schmierölen
150	A. Baumann	Rasselgeräuschminimierung von Fahrzeuggetrieben durch Getriebeöle
151	M. Kopp	Modularisierung und Synthese von Zuverlässigkeitsmethoden
152	M. Narten	Abdichten von fließfettgeschmierten Getrieben mit Radialwellendichtungen – Reibungsmin- derung durch Makrostrukturierung der Dichtungsgegenlauffläche
153	P. Schuler	Einfluss von Grenzflächeneffekten auf den Dichtmechanismus der Radial-Wellendichtung
154	A. Romer	Anwendungsspezifischer Zuverlässigkeitsnachweis auf Basis von Lastkollektiven und Vorwissen
155	A. Daubner	Analyse, Modellierung und Simulation von Verschleiß auf mehreren Skalen zur Betriebsdauervorhersage von Wellendichtringen aus PTFE-Compound
156	J. Rowas	Ökologischer Einsatz der Traktionsarten im System Bahn