

Lehrstuhl für
Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik
der Technischen Universität München

Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben

Erik Thomas Oertli

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

Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Boris Lohmann

Prüfer der Dissertation: 1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh
2. Prof. Dr.-Ing. Konrad Wegener,
Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Schweiz

Die Dissertation wurde am 27.09.2007 bei der Technischen Universität München
eingereicht und durch die Fakultät für Maschinenwesen am 25.01.2008 angenommen.

Thomas Oertli

**Strukturmechanische Berechnung
und Regelungssimulation
von Werkzeugmaschinen mit
elektromechanischen Vorschubantrieben**



Herbert Utz Verlag · München

Forschungsberichte IWB

Band 216

Zugl.: Diss., München, Techn. Univ., 2008

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

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

Copyright © Herbert Utz Verlag GmbH · 2008

ISBN 978-3-8316-0798-3

Printed in Germany

Herbert Utz Verlag GmbH, München
089-277791-00 · www.utz.de

Für Stefanie

Geleitwort der Herausgeber

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

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

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

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

Gunther Reinhart

Michael Zäh

Vorwort des Verfassers

Die vorliegende Dissertation entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften (*iwb*) der Technischen Universität München. Den beiden Leitern des Institutes, Herrn Professor Michael Zäh und Herrn Professor Gunther Reinhart, gilt mein besonderer Dank für die wohlwollende Förderung und großzügige Unterstützung meiner Arbeit.

Herrn Professor Konrad Wegener, dem Leiter des Instituts für Werkzeugmaschinen und Fertigung (IWF) der Eidgenössischen Technischen Hochschule Zürich, danke ich für die Übernahme des Korreferates und Herrn Professor Boris Lohmann, dem Inhaber des Lehrstuhls für Regelungstechnik der Fakultät für Maschinenwesen der Technischen Universität München, für die Übernahme des Vorsitzes.

Ganz herzlich danke ich allen Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des *iwb*, die mich bei meiner Arbeit begleitet und unterstützt haben. Besonders hervorheben möchte ich dabei die Herren Dr. Wolfgang Zeller und Gerhard Englberger. Sie waren wertvolle und unermüdliche Hilfen für das Gelingen dieser Arbeit. Darüber hinaus danke ich auch den Kollegen Jörg Meinschmidt, Reinhard Guserle und Clemens Pörnbacher für ihre besonders freundschaftliche und kooperative Verbundenheit. Namentlich bedanken möchte ich mich ebenfalls bei meinen ehemaligen Studenten Niklas Berberich, Rupert Czech, Florian Deuerling, Christian Dietmayer, Marcus Hennauer, Bernhard Rebele, Florian Schwarz, Harald Schwickal und Michael Voigt, die engagiert und zuverlässig Software entwickelt, Simulationsmodelle erstellt und Experimente durchgeführt haben. Herrn Gerhard Sigl, dem Leiter des Messlabors, gilt mein Dank für seine außerordentliche Hilfsbereitschaft bei der Lösung der messtechnischen Aufgaben.

Des Weiteren geht mein Dank an Herrn Gero Günther sowie an Frau Christel Pimperl. Sie haben, neben einigen der bereits erwähnten Personen, das Manuskript kritisch begutachtet und viele wertvolle Anregungen und zahlreiche Korrekturen beigetragen.

Mein ganz besonderer Dank gilt meiner Familie. Ich danke meinen Eltern Eva und Erich Oertli, die mich stets mit allen Kräften unterstützt und gefördert und damit die Voraussetzungen für diese Arbeit geschaffen haben. Steten Rückhalt erfahre ich darüber hinaus auch von meinen Schwiegereltern Christel und Michael Pimperl. Gerade ihre aktive und moralische Unterstützung hat mir letztendlich die Fertigstellung dieser Arbeit ermöglicht und verpflichtet mich an dieser Stelle zu besonderem Dank.

Vor allem aber danke ich meiner lieben Frau Stefanie Pimperl. Sie hat in den vergangenen Jahren viel Geduld mit der Wissenschaft und letztlich auch mit mir bewiesen. An den ungezählten Abenden und Wochenenden, an welchen diese Arbeit entstand, hat sie verständnisvoll Rücksicht genommen.

Inhaltsverzeichnis

Inhaltsverzeichnis	i
Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen.....	v
Formelzeichen.....	v
Schreibweisen, mathematische Zeichen etc.	xvi
Abkürzungen.....	xvii
1 Einleitung.....	1
2 Stand der Wissenschaft und Technik	3
2.1 Werkzeugmaschinen	3
2.1.1 Aufbau und Funktionsweise	3
2.1.2 Vorschubantriebe.....	5
2.1.2.1 Grundaufbau	5
2.1.2.2 Elektrische Antriebe.....	6
2.1.2.3 Mechanische Übertragungssysteme.....	7
2.1.2.4 Linear-Direktantriebe.....	10
2.1.3 Antriebsregelung.....	11
2.1.4 Dynamisches Verhalten	13
2.2 Berechnung und Simulation von Werkzeugmaschinen	16
2.2.1 Numerische Simulationsverfahren.....	16
2.2.1.1 Regelungstechnische Systeme	16
2.2.1.2 Starrkörpersysteme	19
2.2.1.3 Finite-Elemente-Methode	20
2.2.1.4 Elastische Mehrkörpersysteme	21
2.2.1.5 Ordnungsreduktion	22
2.2.2 Berechnung der Maschinengestelle	24
2.2.3 Simulation der Antriebssysteme	26
2.2.4 Simulation von Gesamtmaschinen	29
2.3 Zusammenfassung und Handlungsbedarf.....	32

3	Zielsetzung und Vorgehensweise.....	35
3.1	Ziel der Arbeit.....	35
3.2	Vorgehensweise	37
3.2.1	Überblick	37
3.2.2	Entwicklung des Verfahrens.....	37
4	Grundlagen der Strukturndynamik.....	39
4.1	Bewegungsgleichungen	39
4.2	Modaltransformation.....	39
4.3	Dämpfung.....	41
4.4	Übertragungsfunktionen.....	42
5	Integrierte FEM-Modellierung der Gestell- und Antriebsstrukturen.....	45
5.1	Parametrische Modellbausteine	45
5.1.1	Modellierungskonzept	45
5.1.2	Netzunabhängige Kopplung	49
5.1.3	Datenmodell für parametrische FEM-Modellbausteine	51
5.1.4	Parametrische Strukturkörper	54
5.1.5	Parametrische Verbindungselemente.....	55
5.1.6	Parametrische Baugruppen	56
5.2	Modellbausteine für Antriebsstränge.....	57
5.2.1	Antriebswelle	57
5.2.2	Lager	58
5.2.3	Kupplung	59
5.2.4	Linearführung	60
5.2.5	Kugelgewindetrieb.....	60
5.2.6	Getriebestufe	61
5.3	Parametrische Achsbaugruppen (Arbeitsraumstudien)	62
5.4	FEM-Formulierung für Kugelgewindetriebe.....	64
5.4.1	Steifigkeit einer einzelnen Umlaufkugel	64
5.4.1.1	Steifigkeitsverhältnisse im Kugel-Rillen-Kontakt.....	64
5.4.1.2	Koordinatentransformationen	66
5.4.2	Steifigkeitsmatrix für Kugelgewindetriebe.....	67

5.4.2.1	Dimension und Struktur der Matrix.....	67
5.4.2.2	Spezifische Kugelsteifigkeit	68
5.4.2.3	Axialsteifigkeit.....	69
5.4.2.4	Radialsteifigkeit	69
5.4.2.5	Torsionssteifigkeit.....	70
5.4.2.6	Schraubsteifigkeit	71
5.4.2.7	Kippsteifigkeit.....	71
5.4.2.8	Sonstige Steifigkeiten	73
5.4.2.9	Steifigkeitsmatrix	74
5.4.3	FEM-Modellierung von Kugelgewindetrieben.....	74
5.5	Behandlung von Starrkörperbewegungen.....	77
5.5.1	Mechanismenmoden	77
5.5.2	Dämpfung der Mechanismenmoden.....	78
5.6	Relativ-Übertragungsfunktionen.....	79
5.7	Zusammenfassung.....	81
6	Modellbildung des mechatronischen Systems.....	83
6.1	Überblick.....	83
6.2	Regelung	84
6.2.1	Grundstruktur.....	84
6.2.2	P- und PI-Regler	85
6.2.3	Führungsgrößenfilter	86
6.3	Elektrische Antriebe.....	87
6.3.1	Servomotor.....	87
6.3.2	Transistorsteller	90
6.4	Gleichungssystem der Regelung und der elektrischen Antriebe	90
6.5	Mechanisches System	93
6.5.1	Bewegungsgleichungen im Zustandsraum	93
6.5.2	Block-Diagonalform der Bewegungsgleichungen im Zustandsraum	95
6.5.3	Dominanzanalyse.....	96
6.5.4	Ordnungsreduktion	99
6.6	Gekoppelte Gleichungssysteme	100
6.7	Übertragungsfunktionen.....	103
6.8	Zusammenfassung.....	104

7	Simulation eines Antriebsversuchsstandes.....	105
7.1	Beschreibung des Versuchsstandes.....	105
7.2	Strukturmechanische Berechnung.....	106
7.3	Dominanzanalyse und Ordnungsreduktion.....	108
7.4	Regelungssimulation und Verifikation	109
8	Simulation eines Bearbeitungszentrums.....	113
8.1	Beschreibung der Maschine	113
8.2	Simulationsmodell	113
8.3	Strukturmechanische Berechnung und Ordnungsreduktion	115
8.4	Regelungssimulation und Verifikation	121
8.4.1	Frequenzgangsanalyse der Vorschubantriebe.....	121
8.4.2	Positionierbewegung.....	124
8.5	Weitere Simulationsbeispiele.....	125
8.5.1	Kreisfahrten	125
8.5.2	Dynamische Relativnachgiebigkeit der Zerspanstelle.....	126
8.5.3	Arbeitsraumstudie	128
9	Zusammenfassung und Ausblick.....	131
	Literaturverzeichnis	135
	Anhang.....	147

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

Formelzeichen

Größe	Einheit	Beschreibung
$\mathbf{0}$	-	Nullmatrix, Nullvektor
\mathbf{A}_D	-, $1/s$, $1/rad \cdot s$, rad^2/s^2	Systemmatrix des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems
\mathbf{A}_G	*)	Systemmatrix des mechatronischen Gesamtsystems
$\mathbf{A}_{IB}, \mathbf{A}_{BT}, \mathbf{A}_{TN},$ $\mathbf{A}_{IN}, \mathbf{A}_{BN}$	-	Transformationsoperatoren zur Koordinatentransformation vom B - ins I -System usw.
\mathbf{A}_M	-, $1/s$, $1/s^2$, $1/rad \cdot s$, $1/rad \cdot s^2$	Systemmatrix des mechanischen Originalsystems
\mathbf{A}_Q	-, $1/s$, $1/rad \cdot s$, rad^2/s^2	Systemmatrix des blockweise diagonalen mechanischen Gleichungssystems
\mathbf{A}_R	*)	Systemmatrix des regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems
$\mathbf{a}_A, \mathbf{a}_U$	-	Koeffizientenvektoren der abhängigen bzw. unabhängigen Freiheitsgrade in MPC-Gleichungen
\mathbf{B}	m/Ns , rad/Nms	Mobilitätsmatrix (Beweglichkeitsmatrix)
$\mathbf{B}_{D,A}, \mathbf{B}_{D,S}$	$1/\sqrt{kg}$, $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Eingangsmatrizen des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems
\mathbf{B}_G	*)	Eingangsmatrix des mechatronischen Gesamtsystems
$\hat{\mathbf{B}}_G$	*)	Eingangsmatrix des diagonalisierten mechatronischen Gesamtsystems
$\hat{\mathbf{B}}_{G,i}$	*)	Eingangsmatrix für die i -te Mode des diagonalisierten mechatronischen Gesamtsystems
$B_{K,kl}$	m/Ns , rad/Nms	Kenn-Mobilität (Kenn-Beweglichkeit) des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
B_{kl}	m/Ns , rad/Nms	Mobilität (Beweglichkeit) des mechanischen Systems im Übertragungspfad $l-k$

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

B_{kli}	$m/Ns, rad/Nms$	Mobilität (Beweglichkeit) des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad l - k
$B_{M,A}, B_{M,S}$	$1/kg, 1/kg \cdot m^2$	Eingangsmatrizen des mechanischen Originalsystems
$B_{Q,A}, B_{Q,S}$	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Eingangsmatrizen des blockweise diagonalen mechanischen Gleichungssystems
$B_{R,i}, B_{R,s}$	*)	Eingangsmatrizen des regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems
C_{ax}	N/m	Axialsteifigkeit des Kugelgewindetriebes
$C_{D,M}, C_{D,S}$	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Ausgangsmatrizen des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems
C_G	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Ausgangsmatrix des mechatronischen Gesamtsystems
\hat{C}_G	*)	Ausgangsmatrix des diagonalisierten mechatronischen Gesamtsystems
$\hat{C}_{G,i}$	*)	Ausgangsmatrix für die i -te Mode des diagonalisierten mechatronischen Gesamtsystems
C_{ij}	$N/m, Nm/rad,$ $N/rad, Nm/m$	Matrixblöcke von C_{KGT} (Knotennummern $i, j = 1, 2$)
C_{ik-jl}	$N/m, Nm/rad,$ $N/rad, Nm/m$	Elementsteifigkeitsmatrix eines Federelementes zwischen den Knoten $i, j = 1, 2$ mit den Freiheitsgraden $k, l = x, y, z, \varphi, \chi, \psi$
$C_{ik,jl}$	$N/m, Nm/rad,$ $N/rad, Nm/m$	Matrixelemente von C_{ij} (Knoten $i, j = 1, 2$; Freiheitsgrade $k, l = x, y, z, \varphi, \chi, \psi$)
C_{KGT}	$N/m, Nm/rad,$ $N/rad, Nm/m$	Steifigkeitsmatrix des Kugelgewindetriebes
C_{kippp}	Nm/rad	Kippsteifigkeit des Kugelgewindetriebes
$C_{kippp,ax}, C_{kippp,rad}$	Nm/rad	Kippsteifigkeitsanteile des Kugelgewindetriebes infolge der Axial- bzw. Radialsteifigkeiten der Umlaufkugeln
$C_{M,M}, C_{M,S}$	-	Ausgangsmatrizen des mechanischen Originalsystems
$C_{Q,M}, C_{Q,S}$	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Ausgangsmatrizen des blockweise diagonalen mechanischen Gleichungssystems
C_R	Nm/A	Ausgangsmatrix der regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems

C_{rad}	N/m	Radialsteifigkeit des Kugelgewindetriebes
C_{schr}	$Nm/m, N/rad$	Schraubsteifigkeit des Kugelgewindetriebes
C_{tor}	Nm/rad	Torsionssteifigkeit des Kugelgewindetriebes
$C_{\chi\chi,ax}, C_{\chi\chi,rad}$ $C_{\psi\psi,ax}, C_{\psi\psi,rad}$	Nm/rad	Kippsteifigkeitsanteile des Kugelgewindetriebes in den χ - bzw. ψ -Koordinaten infolge der Axial- bzw. Radialsteifigkeiten der Umlaufkugeln
${}_B\mathbf{c}, {}_I\mathbf{c}, {}_N\mathbf{c}$	N/m	Steifigkeitstensor einer Umlaufkugel im B -, I - bzw. N -System
${}_B\bar{\mathbf{c}}, {}_I\bar{\mathbf{c}}, {}_N\bar{\mathbf{c}}$	N/m	Spezifischer Steifigkeitstensor einer Umlaufkugel im B -, I - bzw. N -System
${}_B C_{kl}, {}_I C_{kl}, {}_N C_{kl}$	N/m	Steifigkeiten einer Umlaufkugel im B -, I - bzw. N -System (Tensorelemente von von ${}_B\mathbf{c}, {}_I\mathbf{c}$ bzw. ${}_N\mathbf{c}$ mit $k, l = x, y, z, \varphi, \chi, \psi$)
${}_B\bar{C}_{kl}, {}_I\bar{C}_{kl}, {}_N\bar{C}_{kl}$	N/m	Spezifische Steifigkeiten einer Umlaufkugel im B -, I - bzw. N -System (Tensorelemente von von ${}_B\mathbf{c}, {}_I\mathbf{c}$ bzw. ${}_N\mathbf{c}$ mit $k, l = x, y, z, \varphi, \chi, \psi$)
c_n	N/m	Normalsteifigkeit einer Einzelkugel
\bar{c}_n	N/m	Spezifische Normalsteifigkeit einer Einzelkugel
${}_I C_{\chi\chi,ax}, {}_I C_{\psi\psi,ax}$	Nm/rad	Kippsteifigkeitsanteil des Kugelgewindetriebes aus der Axialsteifigkeit einer Umlaufkugel
${}_I C_{\chi\chi,rad}, {}_I C_{\psi\psi,rad}$	Nm/rad	Kippsteifigkeitsanteil des Kugelgewindetriebes aus der Radialsteifigkeit einer Umlaufkugel
D	$Ns/m, Nms/rad$	Dämpfungsmatrix
$\tilde{\mathbf{D}}$	$1/s, 1/(rad\cdot s)$	Modale Dämpfungsmatrix
$\tilde{\mathbf{D}}_D, \tilde{\mathbf{D}}_N$	$1/s, 1/(rad\cdot s)$	Modale Dämpfungsmatrizen der dominanten bzw. der nicht-dominanten Moden
$\tilde{\mathbf{D}}_{ee}, \tilde{\mathbf{D}}_{ss}$	$1/s, 1/(rad\cdot s)$	Dämpfungsmatrizen der elasto-dynamischen bzw. der starrkörper-kinetischen Moden
\tilde{D}_{kk}	$1/s, 1/(rad\cdot s)$	Modale Dämpfung der k -ten Mode
$\tilde{D}_{kk,\xi}$	$1/s, 1/(rad\cdot s)$	Beitrag eines viskosen Dämpfers an der Kontaktstelle ξ zur modalen Dämpfung der k -ten Mechanismenmode
\mathbf{D}_L, D_L	-	Lehr'sche Dämpfungsmatrix bzw. Lehr'sches Dämpfungsmaß
$D_{L,i}$	-	Lehr'sches Dämpfungsmaß für den i -ten Eigenwert
D_ξ	Ns/m	Viskose Dämpfung an der Kontaktstelle ξ

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

d_i	$1/s, 1/(rad \cdot s)$	Modale Dämpfung für den i -ten Eigenwert
d_n	mm	Nenn Durchmesser (Kugelmittendurchmesser) des Kugelgewindetriebes
${}^B df_x, {}^B df_y, {}^B df_z,$ ${}_I df_x, {}_I df_y, {}_I df_z$	N	Infinitesimale Kräfte einer Umlaufkugel im B - bzw. im I -System
${}^B dm_\varphi, {}^B dm_\chi, {}^B dm_\psi$	Nm	Infinitesimale Momente am Referenzknoten des Kugelgewindetriebes im B -System infolge der Kräfte einer Umlaufkugel
${}_I dm_{\chi,ax}, {}_I dm_{\psi,ax},$ ${}_I dm_{\chi,rad}, {}_I dm_{\psi,rad}$	Nm	Infinitesimale Kippmomente am Referenzknoten des Kugelgewindetriebes im I -System infolge der Axial- bzw. der Radialkräfte einer Umlaufkugel
${}^B dx, {}^B dy, {}^B dz,$ ${}_I dx, {}_I dy, {}_I dz$	mm	Infinitesimale Verschiebungen am Wirkdurchmesser der Kugelgewindespindel bzw. der Mutter im B -System bzw. im I -System
${}^B d\varphi$	rad	Infinitesimale Verdrehung der Kugelgewindespindel bzw. der Mutter um die Spindelachse im B -System
${}_I d\chi, {}_I d\psi$	rad	Infinitesimale Kippung der Kugelgewindespindel bzw. der Mutter im I -System
$\mathbf{E}_A, \mathbf{E}_S$	-	Eingriffsmatrizen zur Einleitung von Kräften und Momenten ins mechanische Gleichungssystem
${}^B \mathbf{e}_x, {}^B \mathbf{e}_y, {}^B \mathbf{e}_z$	-	Basisvektoren des Kugelkoordinatensystems B
${}_I \mathbf{e}_x, {}_I \mathbf{e}_y, {}_I \mathbf{e}_z$	-	Basisvektoren des Inertialkoordinatensystems I
${}^N \mathbf{e}_x, {}^N \mathbf{e}_y, {}^N \mathbf{e}_z$	-	Basisvektoren des Berührnormalensystems N
${}^T \mathbf{e}_x, {}^T \mathbf{e}_y, {}^T \mathbf{e}_z$	-	Basisvektoren des Tangentialsystems T
\mathbf{F}	N, Nm	Vektor der äußeren Knotenkräfte
$\tilde{\mathbf{F}}$	N / \sqrt{kg}	Vektor der äußeren Kräfte in modalen Koordinaten
$\tilde{\mathbf{F}}_e, \tilde{\mathbf{F}}_s$	N / \sqrt{kg}	Vektor der äußeren Kräfte für die elasto-dynamischen bzw. für die starrkörper-kinetischen Moden
F_I, F_J	N	Kräfte an den Systemfreiheitsgraden I bzw. J
\tilde{F}_k	N / \sqrt{kg}	Modale Kraftkomponente für die Mode k
\mathbf{F}_n	N	Normalkraft im Berührkontakt zwischen Umlaufkugel und Gewinderille
$F_{V,X}, F_{V,Y}, F_{V,Z}$	N	Vorschubkräfte der X-, Y-, Z-Achse
\mathbf{F}_Z	N	Vektor der äußeren Störkräfte, z. B. Zerspankräfte

F_{ξ}	N	Kraft eines viskosen Dämpfers an der Kontaktstelle ξ
f_W	$1/s$	Schaltfrequenz des Wechselrichters
G	*)	Übertragungsmatrix
G_i	*)	Übertragungsmatrix für den i -ten Eigenwert
H_M	A/V	Übertragungsfunktion des Servomotors
H_{PT1}, H_{PT2}	-	Übertragungsfunktion des PT1- bzw. PT2-Filters
I	-	Einheitsmatrix
I	$m/Ns^2, rad/Nms^2$	Inertanzmatrix (Beschleunigbarkeitsmatrix)
I	A	Strom
I_a, I_b, I_c	A	Phasenströme des Drehstrommotors
I_d, I_q	A	Feld- bzw. momentenbildende Ströme des Drehstrommotors
I_{ees}, I_{ss}	-	Massenmatrizen der elasto-dynamischen bzw. der starrkörper-kinetischen Moden
I_i, I_i	A	Motorstrom-Istwerte (Vektor bzw. Skalar)
$I_{i,X}, I_{i,Y}, I_{i,Z}, I_{i,HS}$	A	Motorstrom-Istwerte der X-, Y-, Z-Achse bzw. der Hauptspindel
I_{kl}	$m/Ns^2, rad/Nms^2$	Inertanz (Beschleunigbarkeit) des mechanischen Systems im Übertragungspfad $l-k$
I_{kli}	$m/Ns^2, rad/Nms^2$	Inertanz (Beschleunigbarkeit) des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
$I_{K,kli}$	$m/Ns^2, rad/Nms^2$	Kenn-Inertanz (Kenn-Beschleunigbarkeit) des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
I_s, I_s	A	Motorstrom-Sollwerte (Vektor bzw. Skalar)
i	-	Übersetzungsverhältnis, Zahl der Gewinderillen
J_M	$kg \cdot m^2$	Massenträgheitsmoment der Motorwelle
J_{S1}, J_{S2}	$kg \cdot m^2$	Massenträgheitsmomente der Spindelabschnitte 1 und 2
j	-	Imaginär-Einheit
K	$N/m, Nm/rad$	Steifigkeitsmatrix
\tilde{K}	rad^2/s^2	Modale Steifigkeitsmatrix
K_A	*)	Anpassungsfaktor
K_P	$Nms/rad, V/A$	Proportionalbeiwert
$K_{P,n}$	Nms/rad	Proportionalbeiwert des Drehzahlreglers
$K_{P,I}$	V/A	Proportionalbeiwert des Stromreglers

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

$\tilde{\mathbf{K}}_{ss}$	rad^2/s^2	Steifigkeitsmatrix der starrkörper-kinetischen Moden
K_T	Nm/A	Drehmomentkonstante
K_V	$1/s$	Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor
L	H	Induktivität
L_a, L_b, L_c	H	Induktivitäten der Phasenwicklungen im Drehstrommotor
l_D	mm	Länge des Distanzringes (Doppelmutter)
l_M	mm	Eingriffslänge der Mutter
\mathbf{M}	$kg, kg \cdot m^2$	Massenmatrix
$\tilde{\mathbf{M}}$	-	Modale Massenmatrix
M_{HS}	Nm	Motormoment der Hauptspindel
\mathbf{M}_M, M_M	Nm	Motormomente (Vektor bzw. Skalar)
$M_{M,X}, M_{M,Y}, M_{M,Z}$	Nm	Motormomente der X-, Y-, Z-Achse
$\tilde{\mathbf{M}}_{ss}$	-	Massenmatrix der starrkörper-kinetischen Moden
m_L	kg	Lastmasse
m_{S1}, m_{S2}	kg	Massen der Spindelabschnitte 1 und 2
\mathbf{N}	$m/N, rad/Nm$	Dynamische Nachgiebigkeitsmatrix des mechanischen Systems
\mathbf{N}_i	$m/N, rad/Nm$	Dynamische Nachgiebigkeitsmatrix des i -ten Eigenwertes
$N_{K,kl}$	$m/N, rad/Nm$	Kenn-Nachgiebigkeit des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
N_{kl}	$m/N, rad/Nm$	Dynamische Nachgiebigkeit des mechanischen Systems im Übertragungspfad $l-k$
N_{kli}	$m/N, rad/Nm$	Dynamische Nachgiebigkeit des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
$N_{R,KL/lj}$	m/N	Dynamische Relativnachgiebigkeit der Übertragungsstrecke $KL-lj$
$N_{R,kl}$	$m/N, rad/Nm$	Resonanz-Nachgiebigkeit des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
n	-	Anzahl aggregierter oder assoziierter Objekte in UML-Klassendiagrammen
\mathbf{n}_i, n_i	$1/min$	Drehzahl-Istwerte (Vektor bzw. Skalar)
$\bar{\mathbf{n}}_i$	$1/min$	Approximierte Drehzahl-Istwerte (Vektor) des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems

$n_{i,X}, n_{i,Y}, n_{i,Z}, n_{i,HS}$	$1/min$	Drehzahl-Istwerte der X-, Y-, Z-Achse bzw. der Hauptspindel
n_s	$1/min$	Drehzahl-Sollwert
$n_{s,HS}$	$1/min$	Drehzahl-Sollwert der Hauptspindel
P	mm	Gewindesteigung
p	-	Pulszahl des Wechselrichters
$p(\omega^2)$	-	Charakteristisches Polynom
\mathbf{q}	$m\sqrt{kg},$ $rad \cdot m\sqrt{kg}$	Vektor der modalen Verschiebungen
$\mathbf{q}_D, \mathbf{q}_N$	$m\sqrt{kg},$ $rad \cdot m\sqrt{kg}$	Verschiebungsvektoren der dominanten bzw. der nicht-dominanten Moden
$\mathbf{q}_e, \mathbf{q}_s$	$m\sqrt{kg},$ $rad \cdot m\sqrt{kg}$	Verschiebungsvektoren der elasto-dynamischen bzw. der starrkörper-kinetischen Moden
q_k	$m\sqrt{kg},$ $rad \cdot m\sqrt{kg}$	Verschiebung im modalen Freiheitsgrad k
R	Ω	Elektrischer Widerstand
R_a, R_b, R_c	Ω	Ohm'sche Widerstände der Phasenwicklungen im Drehstrommotor
$r_{D,kl}, r_{N,kl}$	-	Kumulierte Dominanzgrade der dominanten bzw. der nicht-dominanten Eigenwerte im Übertragungspfad $l-k$
r_{kli}	-	Dominanzgrad des i -ten Eigenwertes im Übertragungspfad $l-k$
r_{LMS}	mm	Ist-Radius beim Kreisformtest, gemessen an den Montageorten der Längenmesssysteme
$r_{N,max}$	-	Obere Schranke für den Reduktionsfehler
r_{Soll}	mm	Soll-Radius beim Kreisformtest
r_{TCP}	mm	Ist-Radius beim Kreisformtest, gemessen am Tool-Center-Point
S_i	-	Standardfrequenzgang des i -ten Eigenwertes
$\mathbf{S}_M, \mathbf{S}_S$	-	Abgriffsmatrizen zur Ausgabe von Positionen und Geschwindigkeiten aus dem mechanischen Gleichungssystem
s	rad/s	Bildbereichs-Variable

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

s_{kli}		Relativer spektraler Fehler im Übertragungspfad l - k infolge der Vernachlässigung der i -ten Mode
T_N	s	Nachstellzeit
$T_{N,n}, T_{N,I}$	s	Nachstellzeit des Drehzahlreglers bzw. des Stromreglers
T_R	s	Gerätetechnische Rechenzeit des Transistorstellers
T_T	s	Totzeit
t	s	Zeit
U_A	V	Ankerspannung
U_a, U_b, U_c	V	Ansteuerspannungen des Drehstrommotors zur Bestromung der Phasenwicklungen
U_d, U_q	V	Ansteuerspannungen des Transistorstellers im d-q-Koordinatensystem
\mathbf{U}_G	^{*)}	Eingangsvektor des mechatronischen Gesamtsystems im Bildbereich
\mathbf{U}_s, U_s	V	Motorspannung-Sollwerte (Vektor bzw. Skalar)
$U_{s,X}, U_{s,Y}, U_{s,Z}$ $U_{s,HS}$	V	Motorspannung-Sollwerte der X-, Y-, Z-Achse bzw. der Hauptspindel
\mathbf{u}, \mathbf{u}	^{*)}	Eingangsvektor, Eingangsgröße
$\mathbf{u}_A, \mathbf{u}_U$	-	Verschiebungsvektoren der abhängigen bzw. unabhängigen Freiheitsgrade in MPC-Gleichungen
\mathbf{u}_G	^{*)}	Eingangsvektor des mechatronischen Gesamtsystems
$\mathbf{u}_{M,A}, \mathbf{u}_{M,S}$	Nm, N	Eingangsvektoren des mechanischen Originalsystems
$\mathbf{u}_{R,i}, \mathbf{u}_{R,s}$	^{*)}	Eingangsvektoren des regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems
\mathbf{V}	^{*)}	Modalmatrix des Differentialgleichungssystems erster Ordnung
\mathbf{v}_i	^{*)}	Eigenvektor zum i -ten Eigenwert des Differentialgleichungssystems erster Ordnung
\mathbf{x}	m	Vektor der Knotenverschiebungen
x	mm	Positionswert, Verschiebung
\mathbf{x}_i, x_i	mm	Lage-Istwerte (Vektor bzw. Skalar)
$\bar{\mathbf{x}}_i$	mm	Approximierte Lage-Istwerte (Vektor) des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems

$x_{i,X}, x_{i,Y}, x_{i,Z}$	mm	Lage-Istwerte der X-, Y-, Z-Achse
x_K, x_L	mm	Verschiebungen der Systemfreiheitsgrade K bzw. L
\mathbf{x}_s, x_s	mm	Lage-Sollwerte (Vektor bzw. Skalar)
$x_{s,X}, x_{s,Y}, x_{s,Z}$	mm	Lage-Sollwerte der X-, Y-, Z-Achse
\mathbf{x}_Z	m	Vektor der Knotenverschiebungen am Ort der Störkrafteinleitung, z. B. Zerspanstelle
$\bar{\mathbf{x}}_Z$	m	Approximierte Knotenverschiebungen (Vektor) des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems am Ort der Störkrafteinleitung
$x_{\xi 1}, x_{\xi 2}$	mm	Verschiebungen der Kontaktfreiheitsgrade $\xi 1$ bzw. $\xi 2$
\mathbf{y}, y	$^*)$	Ausgangsgrößen (Vektor bzw. Skalar)
\mathbf{Y}_G	$m, 1/s$	Ausgangsvektor des mechatronischen Gesamtsystems im Bildbereich
\mathbf{y}_G	$m, 1/s$	Ausgangsvektor des mechatronischen Gesamtsystems
$\mathbf{y}_{M,M}, \mathbf{y}_{M,S}$	$mm, 1/s$	Ausgangsvektoren des mechanischen Originalsystems
$\bar{\mathbf{y}}_{M,M}, \bar{\mathbf{y}}_{M,S}$	$mm, 1/s$	Approximierte Ausgangsvektoren des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems
\mathbf{y}_R	Nm	Ausgangsvektor des regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems
$\hat{\mathbf{z}}_G$	$^*)$	Zustandsvektor des diagonalisierten mechatronischen Gesamtsystems im Bildbereich
\mathbf{z}, z	$^*)$	Zustandsvektor, Zustandsvariable
\mathbf{z}_D	$m\sqrt{kg},$ $rad \cdot m\sqrt{kg},$ $m\sqrt{kg}/s,$ $rad \cdot m\sqrt{kg}/s$	Zustandsvektor des ordnungsreduzierten mechanischen Gleichungssystems
\mathbf{z}_{DR}, z_{DR}	A	Zustandsvariable des Drehzahlreglers (Vektor bzw. Skalar)
\mathbf{z}_G	$^*)$	Zustandsvektor des mechatronischen Gesamtsystems
$\hat{\mathbf{z}}_G$		Zustandsvektor des diagonalisierten mechatronischen Gesamtsystems

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

\mathbf{z}_M	$m, m/s$	Zustandsvektor des mechanischen Originalsystems
z_{PT1}, z_{PT2}	^{*)}	Zustandsvariablen des PT1- bzw. PT2-Filters
\mathbf{z}_Q	$m\sqrt{kg},$ $rad \cdot m\sqrt{kg},$ $m\sqrt{kg}/s,$ $rad \cdot m\sqrt{kg}/s$	Zustandsvektor des blockweise diagonalen mechanischen Gleichungssystems
\mathbf{z}_R	$l/s, A, V$	Zustandsvektor des regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems
\mathbf{z}_{SM}, z_{SM}	A	Zustandsvariable des Servomotors (Vektor bzw. Skalar)
\mathbf{z}_{SR}, z_{SR}	V	Zustandsvariable des Stromreglers (Vektor bzw. Skalar)
\mathbf{z}_{TR}, z_{TR}	V	Zustandsvariable des Transistorstellers (Vektor bzw. Skalar)
α, β	-	Linearkoeffizienten des Rayleigh'schen Dämpfungsansatzes
α, β, γ	-	Steigungs-, Berühr- und Azimuthwinkel für die Koordinatentransformationen an den Umlaufkugeln im Kugelgewindetrieb
Γ_0, Γ_1	^{*)}	Reelle Koeffizientenmatrizen der Übertragungsfunktion \mathbf{G} des mechatronischen Gesamtsystems
Δl	mm	Axialer Abstand zwischen benachbarten Kugeln im Kugelgewindetrieb
$\Delta \gamma$	rad	Winkel zwischen benachbarten Kugeln im Kugelgewindetrieb
Φ	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Modalmatrix des Differentialgleichungssystems erster Ordnung
Φ_D, Φ_N	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Modalmatrizen mit den dominanten bzw. den nicht-dominanten Moden
Φ_{es}, Φ_s	$1/\sqrt{kg},$ $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Modalmatrizen mit den elasto-dynamischen bzw. den starrkörper-kinetischen Moden
φ	rad	Winkellage, Drehung um die x -Koordinate
$\varphi_{\text{Hilfsknoten}}, \varphi_{\text{Rad}}$	rad	Kinematische Freiheitsgrade im Modell einer Getriebestufe
φ_i	rad	Winkellage-Istwert

φ_i	$1/\sqrt{kg}$, $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Eigenvektor zum i -ten Eigenwert des Differentialgleichungssystems erster Ordnung
φ_{ki}	$1/\sqrt{kg}$, $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Eigenvektorkomponente des i -ten Eigenwertes am Freiheitsgrad k
$\varphi_{\xi 1,k}$ $\varphi_{\xi 2,k}$, $\varphi_{\eta 1,k}$ $\varphi_{\eta 2,k}$, $\varphi_{\zeta 1,k}$ $\varphi_{\zeta 2,k}$	$1/\sqrt{kg}$, $1/\sqrt{kg \cdot m^2}$	Elemente des k -ten Eigenvektors an den Kontaktfreiheitsgraden $\xi 1$, $\xi 2$, $\eta 1$, $\eta 2$, $\zeta 1$ bzw. $\zeta 2$
ϑ	<i>rad</i>	Feldwinkel des im Stator des Drehstrommotors umlaufenden Drehfeldes
Λ	<i>rad/s</i>	Eigenwertmatrix des Differentialgleichungssystems erster Ordnung
λ_i	<i>rad/s</i>	i -ter Eigenwert des Differentialgleichungssystems erster Ordnung
π	-	Kreiszahl Pi
σ_i	<i>Hz</i>	Dämpfung des i -ten Eigenwertes
Ω	<i>rad/s</i>	Matrix der Eigenkreisfrequenzen
Ω^2	<i>rad²/s²</i>	Eigenwertmatrix des Differentialgleichungssystems zweiter Ordnung
Ω_D^2, Ω_N^2	<i>rad²/s²</i>	Eigenwertmatrizen für die dominanten bzw. die nicht-dominanten Moden
ω	<i>rad/s</i>	Kreisfrequenz
ω_0	<i>rad/s</i>	Ungedämpfte Eigenkreisfrequenz
ω_i	<i>rad/s</i>	Eigenkreisfrequenz des i -ten Eigenwertes
$\omega_{0,i}$	<i>rad/s</i>	Ungedämpfte Eigenkreisfrequenz des i -ten Eigenwertes
ω_i^2	<i>rad²/s²</i>	i -ter Eigenwert des Differentialgleichungssystems zweiter Ordnung
ξ, η, ζ	-	Laufindizes für Kontaktstellen an der Motorwelle, an der Spindel bzw. am Vorschubschlitten

^{*)} Mehrere und/oder anwendungsfall-abhängige Einheiten

Schreibweisen, mathematische Zeichen etc.

Symbol	Bedeutung
\cos	Cosinus
\det	Determinante
diag	Diagonalmatrix
\int	Integral
\sin	Sinus
Σ	Summe
\mathbf{X}	Matrix (lateinische oder griechische Buchstaben, groß, fett; Ausnahme: Steifigkeitstensor \mathbf{c} einer Umlaufkugel)
\mathbf{x}	Vektor (lateinische oder griechische Buchstaben, klein, fett; Ausnahme: elektrische Größen \mathbf{I} und \mathbf{U} [Strom bzw. Spannung])
X, x	Skalar (lateinische oder griechische Buchstaben, groß oder klein, kursiv)
${}_I x$	Größe x im Koordinatensystem I (linksseitiger Index)
\bar{x}	Gemittelte oder approximierte Größe
$\hat{\mathbf{X}}$	Größe in modalen Koordinaten (DGL-System erster Ordnung)
$\tilde{\mathbf{X}}$	Größe in modalen Koordinaten (DGL-System zweiter Ordnung)
\mathbf{X}^T	Transponierte der Matrix \mathbf{X}
\mathbf{X}^{-1}	Inverse der Matrix \mathbf{X}
$\dot{\mathbf{x}}$	Erste Ableitung von \mathbf{x}
$\ddot{\mathbf{x}}$	Zweite Ableitung von \mathbf{x}
x^*	Konjugiert komplexer Wert zu x
δ_{ij}	Kronecker-Symbol ($\delta_{ij} = 1$ für $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ für $i \neq j$)
$ $	Betrag
$[\]$	Matrix, Vektor

Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AK	Abhängiger Knoten
AKE	Automatisches Koppelement
allg.	allgemein
API	Application Programming Interface
ax.	axial
B, C	Bezeichnungen für Vorschubachsen (Rundachsen)
CAD	Computer Aided Design (engl., rechnergestützte Konstruktion)
CAE	Computer Aided Engineering (engl., rechnergestützte Entwicklung)
CNC	Computerized Numerical Control (engl., numerische Steuerung)
D	Differenziator (D-Glied), Dimension (0D, ..., 3D) oder Durchmesser
DGL	Differenzialgleichung
d. h.	das heißt
DV	Datenverarbeitung
E	Elastizitäts-Modul
el.	elektrisch
etc.	et cetera (lat., und so weiter)
FE	Finites Element bzw. finite Elemente
FEM	Finite-Elemente-Methode
Geo	Geometrie-Entität
Gl.	Gleichung
Gln.	Gleichungen
HS	Hauptspindel
I	Integrator (I-Glied, I-Anteil)
ID	Identifikationsnummer
Kap.	Kapitel
KGT	Kugelgewindetrieb
KOS	Koordinatensystem
KP	Knotenpunkt
KS	Koppelstelle
L	Länge

Formelzeichen, Schreibweisen und Abkürzungen

LF	Linearführung
M	(Servo-) Motor
MKS	Mehrkörpersystem
MPC	Multipoint Constraint (engl., Mehrpunkt-Zwangsbedingung)
NC	Numerical Control (engl., numerische Steuerung)
P	Proportional (P-Regler, P-Anteil)
PBG	Parametrische Baugruppe
PI	Proportional-Integral (PI-Regler)
PSK	Parametrischer Strukturkörper
PT1	Proportionalglied mit Verzögerung erster Ordnung (PT1-Glied)
PT2	Proportionalglied mit Verzögerung zweiter Ordnung (PT2-Glied)
PVE	Parametrisches Verbindungselement
RBE	Rigid Body Element (engl., Starrkörperelement)
SK	Strukturkörper
sog.	sogenannt
TCP	Tool Center Point (engl., Werkzeugmittelpunkt)
u. A.	und anderen (bei Literaturverweisen)
u. a.	unter anderem
UK	Unabhängiger Knoten
UML	Unified Modelling Language
u. U.	unter Umständen
vgl.	vergleiche
WNV	Welle-Nabe-Verbindung
WS	Werkstück
WZ	Werkzeug
X, Y, Z	Bezeichnungen für Vorschubachsen (Linearachsen)
Z	Anzahl
z. B.	zum Beispiel

1 Einleitung

Der weltweite Konkurrenzdruck stellt die Hersteller von Werkzeugmaschinen heute vor große Herausforderungen. In Asien entwickeln sich Produktion und Verbrauch dieser Maschinen derzeit mit einer deutlich höheren Dynamik als in Europa oder in Amerika (GARDNER 2007). Dabei nutzen insbesondere die Wettbewerber aus Schwellenländern ihre durch günstige Lohn- und Lohnnebenkosten gegebenen Vorteile und gewinnen vor allem über wachstumsstarke Niedrigpreissegmente Marktanteile (ABELE U. A. 2006). Der europäische Werkzeugmaschinenbau bedient dagegen traditionell die Nachfrage nach hochentwickelter Produktionstechnik. Um unter dem zunehmenden Preisdruck ihre führenden Marktpositionen zu erhalten und auszubauen, müssen die in diesem Segment agierenden Maschinenhersteller in immer kürzeren Zyklen neue Maschinen mit erhöhtem Anwendernutzen bzw. reduzierten Herstellkosten auf den Markt bringen.

Um Anwendern von Werkzeugmaschinen höhere Produktivität und mehr Flexibilität bieten zu können, werden verschiedene Ansätze verfolgt. Zu den Trends gehörten in den vergangenen Jahren z. B. die informationstechnische Vernetzung von Maschinen, die Integration neuer und kombinierter Fertigungsverfahren, die Entwicklung neuer Werkstoffe und aktiver Strukturen, die Modularisierung, Dezentralisierung und Standardisierung von Maschinenkomponenten und nicht zuletzt die Digitalisierung von Maschinenfunktionen (ZÄH 2003). Wichtige Impulse für Funktionserweiterungen und Leistungssteigerungen gingen und gehen dabei von der Automatisierungstechnik aus. Vier, fünf oder mehr interpolierende Vorschubachsen und automatisierte Funktionsabläufe gewährleisten heute den flexiblen und wirtschaftlichen Einsatz der Maschinen zur Fertigung komplexer und hochwertiger Werkstücke (WECK & BRECHER 2006B).

Zu den wichtigsten Beurteilungskriterien für Werkzeugmaschinen gehören das dynamische Verhalten und die Genauigkeit. Bei spanenden Werkzeugmaschinen hat die Prozesstechnik durch die Entwicklung von neuen Technologien, z. B. der Hochgeschwindigkeitsbearbeitung und der Minimalmengenschmierung, oder von neuen Werkzeugen und Schneidstoffen mit hoher Standfestigkeit enorme Leistungssteigerungen ermöglicht. Dabei hat die Antriebstechnik die erforderlichen Beiträge zur Anhebung der Vorschubgeschwindigkeiten geliefert. Durch die Entwicklung von digitalen Steuerungs- und Regelungsmodulen stehen heute leistungsstarke, über weite Drehzahlbereiche regelbare Servoantriebe zur Verfügung. Momentenstarke Servomotoren erlauben in vielen Fällen den Verzicht auf Getriebe, was neben der Kosteneinsparung für das dynamische Verhalten vorteilhaft ist, da ein elastisches Element des Antriebsstrangs entfällt. Ein noch höheres dynamisches Leistungspotential wird Linear-Direktantrieben zugesprochen (PRITSCHOW 1998, BRECHER 2002, BERKEMER 2003), da diese die elastizitätsbehafteten mechanischen Übertragungssysteme vollständig eliminieren. Dynamisch genaue Positionsregelungen werden durch hochauflösende, optische Messgeräte ermöglicht. Diese Systeme gewährleisten eine schnelle und exakte Erfassung der Positionen und Winkellagen sowie eine hohe Signalqualität (ERNST 2002).

Grenzen für die Dynamik und die Genauigkeit von Werkzeugmaschinen ergeben sich aus regelungstechnischer Sicht durch Schwingungen der Maschinenstruktur. Da diese durch die Signale der Positionsmessgeräte und Drehgeber in die Antriebsregelkreise rückgekoppelt werden und bei zu hohen Reglerverstärkungen zur Instabilität führen, können die Antriebsregelungen nur mit begrenzten Bandbreiten betrieben werden (PRITSCHOW U. A. 1996, GROB U. A. 2000). Darüber hinaus können auch Wechselwirkungen mit dem Zerspanprozess das Produktionssystem kritisch entdämpfen (MILBERG 1971, WECK & TEIPEL 1977, ZÄH 1995).

In gewissen Grenzen lässt sich die dynamische Genauigkeit durch erweiterte Regelalgorithmen verbessern. Dabei wird das Verhalten der Regelung z. B. mit Filtern oder aktiver Dämpfung optimal an die Eigenschaften der Regelstrecke angepasst (GROB U. A. 2000). Für ein maximales Leistungspotential ist allerdings die optimale Auslegung der mechanischen Konstruktion im Hinblick auf ihr Zusammenspiel mit der Antriebsregelung und dem Zerspanprozess entscheidend. Da Werkzeugmaschinen aber auf Grund der engen Integration mechanischer, elektro- und informationstechnischer Funktionsträger in Aufbau, Funktionsweise und Verhalten komplex sind, stellen diese Auslegungsaufgaben die Produktentwicklung vor große Herausforderungen.

Ein hilfreiches Werkzeug ist in diesem Zusammenhang die Computersimulation. Die enormen Leistungszuwächse im Bereich der Hard- und Software ermöglichen heute den wirtschaftlichen Einsatz numerischer Berechnungswerkzeuge, welche die Simulation komplexer technischer Systeme anhand von digitalen Modellen erlauben. Damit können Maschinenentwürfe bereits vor der Investition in Prototypen analysiert und optimiert werden (PRITSCHOW U. A. 2003A). Strukturmechanische Berechnungen mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode (FEM) zählen dabei bereits zu den festen Bestandteilen der Produktentwicklungsprozesse von Werkzeugmaschinen und werden vorwiegend zur Auslegung der Gestellstrukturen durchgeführt. Die Simulation und regelungstechnische Analyse der Antriebssysteme erfolgt in der Regel in getrennten Betrachtungen. Auf Grund der bekannten dynamischen Wechselwirkungen der Teilsysteme wird jedoch sowohl seitens der Wissenschaft als auch der Industrie zunehmend die gesamtheitliche Simulation der Werkzeugmaschinen als mechatronische Systeme gefordert (AWK 2002, GRONBACH 2002). In der vorliegenden Arbeit wird daher ein Verfahren zur strukturmechanischen Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen auf Basis eines integrierten Computermodells des Maschinengestells, der Antriebsstränge, der elektrischen Antriebe und der Antriebsregelung entwickelt. Im Hinblick darauf wird zunächst der bisherige Stand von Wissenschaft und Technik beleuchtet, ehe in Kapitel 3 eine detaillierte Erläuterung der weiteren Vorgehensweise gegeben wird.

2 Stand der Wissenschaft und Technik

2.1 Werkzeugmaschinen

2.1.1 Aufbau und Funktionsweise

Werkzeugmaschinen sind in ihrer heutigen Form typische Beispiele für mechatronische Systeme. Wie in vielen anderen Bereichen des Maschinen- und Gerätebaus haben sich auch hier mechatronische Lösungen und Komponenten den rein mechanischen Konstruktionen als überlegen erwiesen. Getrieben wurde und wird diese Entwicklung durch die enormen Leistungszuwächse der Mikroprozessoren sowie durch die damit einhergehenden Fortschritte in den Bereichen der Informations- und Elektrotechnik. Nicht nur Bahnplanungs- und Regelungseinrichtungen, sondern auch Komponenten zur Ansteuerung der Leistungselektronik sind heute weitgehend digital realisiert (ISER-MANN 1987 & 1988).

Werkzeugmaschinen basieren immer auf einem mechanischen Grundsystem, dem Maschinengestell. Das ist ein kinematischer Bewegungsapparat mit spezifischen Freiheitsgraden. Als Beispiel zeigt Bild 1 das Maschinengestell eines Bearbeitungszentrums mit fünf Vorschubachsen.

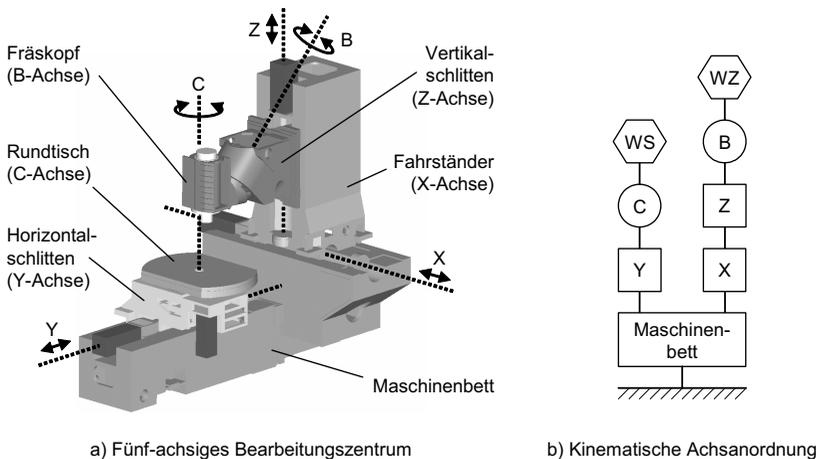


Bild 1: Werkzeugmaschine mit serieller Achskinematik

Es handelt sich dabei um eine Maschine mit serieller Achskinematik, d. h. die Vorschubachsen (X, Y, Z, B, C) bilden eine kinematische Kette. Bei Bewegung einer Vorschubachse werden die in der Kette nachgelagerten Schlitten sowie das Werkzeug (WZ) bzw. das Werkstück (WS) mitgeführt. Je nach Kombination translatorischer und rotatorischer Vorschubachsen besitzen das Werkzeug und das Werkstück somit spezifische Freiheitsgrade und können über die Vorschubantriebe auf räumlichen Bahnkurven relativ zueinander bewegt werden (KIEF 2001). Die Trajektorien des Werkzeugs relativ zum Werkstück entstehen dabei durch die Überlagerung von interpolierten, geordneten Achsbewegungen, die unter den Vorgaben der numerischen Steuerung (engl. [Computerized] Numerical Control, NC bzw. CNC) durch die positionsregulierten elektrischen Vorschubantriebe erzeugt werden (WECK & BRECHER 2006B).

Neben den seriellen Achsanordnungen sind noch die Parallel-Kinematiken zu nennen. Bei diesen Maschinen wirken mehrere Stellantriebe über meist stabförmige Übertragungsglieder (Streben) direkt auf die bewegte Plattform (Werkzeugaufnahme oder Maschinentisch) ein. Da die Koordination der Antriebe zur Erzeugung gerichteter Bewegungen spezielle Algorithmen erfordert, ergeben sich bei Maschinen mit paralleler Kinematik erweiterte Anforderungen an die Steuerungstechnik. Diese muss die Transformationen zwischen den Koordinaten der Arbeitsplattform und den Antriebskoordinaten berücksichtigen (NEUGEBAUER 2006). Parallelkinematische Antriebskonzepte führen im Vergleich zu Maschinen mit klassischer Achskinematik zu völlig anders gearteten Bewegungsapparaten, deren Entwurf und Analyse eigenen Kriterien folgt. In der vorliegenden Arbeit werden deshalb nur Maschinen mit seriellen Vorschubachsen diskutiert.

In Bild 2 ist das technologische Wirkprinzip von CNC-Maschinen exemplarisch für ein drei-achsiges System dargestellt. Auf der Ebene der Mechanik ist die kinematische Kette mit Z- und Y-Schlitten, Maschinenbett und X-Schlitten sowie die meist drehzahlgeführte ($n_{s,HS}$) Hauptspindel (HS) zu sehen. Die Hauptspindel führt das Werkzeug, der Schlitten am gegenüber liegenden Ende der kinematischen Kette das Werkstück. Ein in der Steuerung integrierter Interpolator berechnet anhand der programmierten Bewegungsanweisungen die Lagesollwerte $x_{s,k}$ für die einzelnen Achsantriebe ($k = X, Y, Z$). Die Antriebsregelungen sorgen mit geeigneten Algorithmen, die auf Messungen und Soll-Ist-Vergleichen der Schlittenpositionen $x_{i,k}$, Motordrehzahlen $n_{i,k}$ und Motorströme $I_{i,k}$ basieren, für die bahngetreue Bewegung der Vorschubachsen auf den gewünschten Bahnkurven. Die erforderlichen Motormomente $M_{M,k}$ bzw. Vorschubkräfte $F_{V,k}$ werden von Servomotoren (M) erzeugt, die ihre elektrische Leistung durch spannungsgeführte ($U_{s,k}$) Leistungsverstärker beziehen. Die linearen Vorschubbewegungen werden dabei entweder, wie in Bild 2 durch die am Y- und Z-Schlitten symbolisierten Kugelgewindetriebe (KGT) angedeutet, indirekt durch elektromechanische Antriebe oder direkt durch Linearmotoren (Bild 2: X-Schlitten) realisiert.

Wie die Darstellung in Bild 2 zeigt, liegt zwischen der Erzeugung der Führungsgrößen auf der Steuerungsebene (Interpolator) und ihrem Bestimmungsort auf der Prozessebene (Zerspanstelle) eine informationstechnisch verzweigte, mechatronische Übertragungsstrecke mit regelungstechnischen, elektrischen und mechanischen Teilstrecken. Aufgrund der Rückführung von Messgrößen an die Antriebsregelung sowie der Rückwirkung von Zerspankräften auf die mechanische Struktur liegt ein mehrfach rückgekoppeltes System mit einem entsprechend komplexen Systemverhalten vor. In den

folgenden Abschnitten wird auf Aufbau und Funktionsweise der elektrischen Vorschubantriebe und der Antriebsregelung sowie auf das dynamische Verhalten der Werkzeugmaschinen eingegangen.

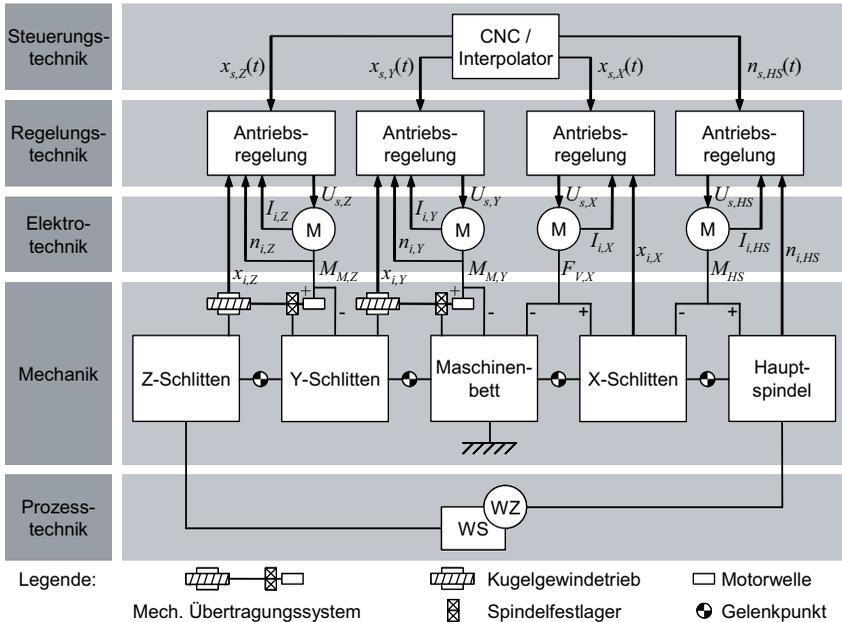


Bild 2: Wirkprinzip von CNC-gesteuerten Werkzeugmaschinen mit serieller Kinematik und lagegeregelten elektrischen Vorschubantrieben

2.1.2 Vorschubantriebe

2.1.2.1 Grundaufbau

Bild 3 zeigt den gerätetechnischen Aufbau eines CNC-gesteuerten elektromechanischen Vorschubantriebes mit Kugelgewindtrieb. Die CNC, die Achsregelungsmodule und die Leistungsbaugruppe befinden sich im Schaltschrank der Maschine. Die Kommunikation von Führungs-, Stell- und Messgrößen sowie von Freigabe- und Bereitschaftssignalen zwischen diesen Geräten erfolgt über einen Antriebsbus. Aus der in Bild 2 dargestellten funktionalen Sicht befinden sich die CNC und die Achsregelungsmodule auf den Ebenen der Steuerungs- bzw. Regelungstechnik. Die Leistungsbaugruppe, bestehend aus einem Ein-/Rückspeisemodul mit Gleichspannungszwischenkreis und Transistorstellern für die einzelnen Antriebsregelkreise, versorgt die elektrischen Antriebe mit elektrischer Energie und gehört nach Bild 2 mit dem Servo-

motor zu den elektrotechnischen Funktionselementen des Antriebssystems. Bei elektromechanischen Vorschubantrieben schließt sich dem Servomotor ein mechanisches Übertragungssystem an, welches das vom Motor abgegebene Moment an den Vorschubschlitten überträgt und durch ein mechanisches Prinzip, hier ein Kugelgewindetrieb, in eine Vorschubkraft wandelt.

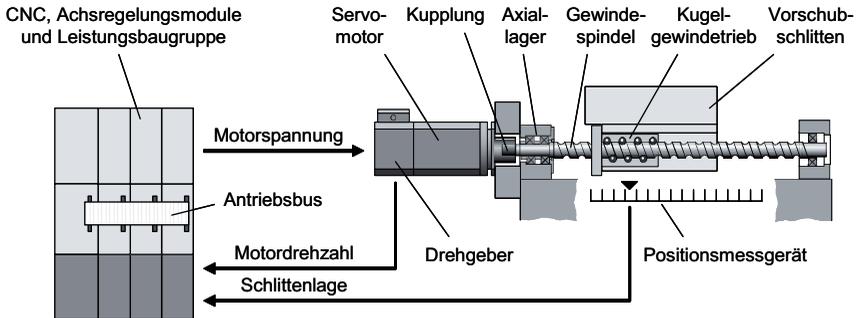


Bild 3: Aufbau eines CNC-gesteuerten elektromechanischen Vorschubantriebs

2.1.2.2 Elektrische Antriebe

In den Vorschubantrieben von Werkzeugmaschinen werden heute fast ausschließlich permanenterregte Synchron-Drehstrommotoren eingesetzt (BRANDENBURG 2000). Dieser Motortyp ging mit den Fortschritten in den Bereichen der Leistungselektronik und der Mikroprozessortechnik aus dem mechanisch kommutierten Gleichstrommotor hervor, der bis in die 80er Jahre auf Grund seiner einfachen Regelbarkeit und hohen Dynamik dominiert hatte. Durch die Anbringung von Permanentmagneten am Rotor und der Ankerwicklungen im Stator (Bild 4) entfällt beim Synchronmotor die mechanische Kommutierung. Neben dem Wegfall des mechanischen Verschleißes weist der Motor dadurch ein verbessertes thermisches und dynamisches Verhalten auf (LEONHARD 1996).

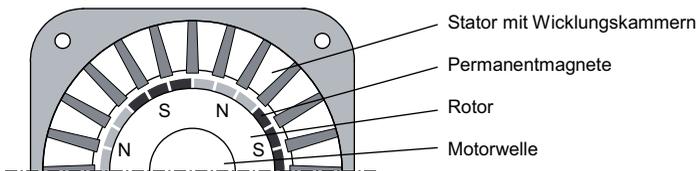


Bild 4: Halbquerschnitt eines permanenterregten Synchronmotors mit vier Polpaaren

Die Kommutierung erfolgt beim permanenterregten Servomotor elektronisch. Der Motor wird dabei in Abhängigkeit von der Rotorwinkellage entweder mit block- oder sinusförmigen Spannungen beaufschlagt. Mit sinusförmiger Spannungsführung wird auf Grund der besseren Bedämpfung von Oberwellen eine geringere Momentenwelligkeit erreicht. Dies erfordert jedoch auch deutlich leistungsfähigere signalverarbeitungstechnische Algorithmen und eine präzise Erfassung der Rotorwinkellage, um das benötigte dreiphasige Drehfeld in Amplitude und Frequenz bereitzustellen. Durch moderne Regelungsalgorithmen, die eine feldorientierte Entkopplung der Phasenströme ermöglichen, kann der Synchronmotor nach dem gleichen Prinzip angesteuert werden wie der Gleichstrommotor und er besitzt dadurch auch ein vergleichbares Regelverhalten (SCHÖNFELD 1998, LEONHARD 1996).

Ein Transistorsteller setzt die von der Achsregelung ausgegebenen Stellgrößen in elektrische Energie um und versorgt damit die elektrischen Antriebe. Die aus dem dreiphasigen Versorgungsnetz bezogene und in einem Gleichspannungszwischenkreis zwischengespeicherte elektrische Energie wird durch die Transistor-Schaltelemente eines sog. Spannungs-Pulswechselrichters so auf die Wicklungen der Servomotoren aufgeschaltet, dass dort gepulste Spannungen anliegen (SCHRÖDER 1994). Die Zeitpunkte der pulsweitenmodulierten Schaltimpulse werden dabei auf digitalen Signalprozessoren berechnet (QUANG 1993). Die Ohm'schen und induktiven Widerstände der Motorwicklungen bewirken eine Glättung der gepulsten Leistungen, so dass sich ein nahezu sinusförmiger Verlauf der Phasenströme ergibt.

2.1.2.3 Mechanische Übertragungssysteme

Die Aufgabe des mechanischen Übertragungssystems ist es, das durch den Servomotor erzeugte Antriebsmoment von der Motorwelle an den Vorschubschlitten zu übertragen und in eine Vorschubkraft zu wandeln. Elemente zur Kraft-Momenten-Umsetzung sind z. B. Kugelgewindetriebe oder Zahnstange-Ritzel-Systeme. Weitere typische Übertragungselemente im Kraftfluss zwischen dem Motor und dem Schlitten sind Kupplungen, Getriebe, Lager und Führungen. Durch die mechanischen Übertragungssysteme sind zwischen dem Motor und dem Linearschlitten unvermeidbare Nachgiebigkeiten gegeben, die im Regelungsbetrieb zu Schwingungen innerhalb der Regelstrecke führen und die Dynamik der Regelkreise begrenzen (PRITSCHOW 1998). Allgemeine Anforderungen, die im Hinblick auf ein gutes statisches und dynamisches Übertragungsverhalten an die Elemente von mechanischen Übertragungssystemen gestellt werden, sind daher hohe Steifigkeit, Spielfreiheit und geringe Trägheit (WECK & BRECHER 2006A). Aus Sicht der Antriebsregelung sind zudem gute Dämpfungseigenschaften wünschenswert, allerdings wird bei tribologisch beanspruchten Bauteilen im Hinblick auf eine hohe Lebensdauer eine möglichst geringe Reibung angestrebt.

Das heute bei Werkzeugmaschinen am weitesten verbreitete Wirkprinzip zur Realisierung linearer Vorschubbewegungen ist der Kugelgewindtrieb. Die Umsetzung der Rotation in eine Linearbewegung erfolgt bei diesem Maschinenelement durch die Gewindesteigung. Die in der Gewinderille umlaufenden Kugeln werden nach dem Austritt aus dem Eingriffsgebiet mittels eines Kugelumlensystems durch die Mutter hindurch zurückgeführt, so dass sich in Bezug auf den Kugelumlauflauf ein unbegrenzter Verfahrensweg ergibt. Kugelgewindetriebe zeichnen sich durch einen hohen Wirkungs-

grad (0,95-0,98) und eine hohe Lebensdauer aus (BRECHER 2002). Die Verwendung von Umlaufkugeln mit Übermaß oder die Anordnung als Doppelmutter ermöglicht die spielfreie Vorspannung der Kugelgewindetriebe, wodurch diese hohe Positionier- und Wiederholgenauigkeiten erreichen (GOLZ 1990). Durch Verbesserungen, vor allem am Mutter- und Umlenksystem, konnte die Leistungsfähigkeit von Kugelgewindetrieben in den letzten Jahren enorm gesteigert werden, so dass heute Vorschubgeschwindigkeiten über 100 m/min erreicht werden (FRANK & LUNZ 1998, BRECHER 2002). Mit weiteren Maßnahmen, wie Regelung der Vorspannung (GOLZ 1990), Beschichtung der Kugeln und des Mutter- und Umlenksystems (HABERKERN 1998, SPATH U. A. 1995) oder Verwendung von keramischen Wälzkörpern (SCHRÖDER 1997), wird Kugelgewindetriebe ein noch darüber hinaus gehendes Entwicklungspotential zugeschrieben.

Hinsichtlich der Anordnung der Gewindespindel und der Mutter in einem Übertragungssystem sind die in Bild 5 dargestellten Varianten möglich. Es kann sowohl die Spindel als auch die Mutter angetrieben werden (Rotation), wobei das jeweils am Schlitten montierte Element die Vorschubbewegung (Translation) erzeugt. Befindet sich das angetriebene Element am Schlitten, so ist auch der Motor auf diesem mitzuführen.

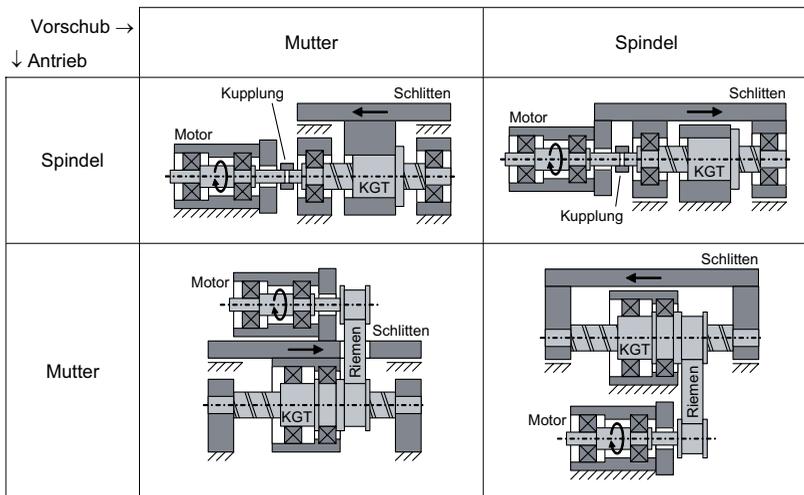


Bild 5: Gestaltungsvarianten für Übertragungssysteme mit Kugelgewindetrieb

Auf Grund der höheren Steifigkeit wird für hohe dynamische Anforderungen meist eine Anordnung mit angetriebener Spindel verwendet. Da der Spindeldurchmesser für längere Spindeln größer dimensioniert werden muss und das Massenträgheitsmoment dadurch überproportional zur Spindellänge zunimmt, ist bei größeren Arbeitsräumen die angetriebene Mutter die bevorzugte Variante (GROB U. A. 1981, FRANK & LUNZ 1998, WEULE & FRANK 1999). Bei dieser Anordnung ist die Spindel beidseitig fest eingespannt und das Trägheitsmoment der rotierenden Bauteile unabhängig von der

Spindellänge. Dennoch verliert die Spindel mit zunehmender Länge an Torsionssteifigkeit.

Eine Alternative ist in diesem Zusammenhang der Zahnstange-Ritzel-Antrieb (Bild 6). Bei diesem System ist die Gesamtsteifigkeit unabhängig vom Arbeitsraum der Vorschubachse und resultiert im Wesentlichen aus den Torsionssteifigkeiten im Antriebsstrang des Ritzels und der Steifigkeit der im Eingriff befindlichen Zähne. Der Zahnstange-Ritzel-Antrieb kann z. B. durch zwei mechanisch oder elektrisch gegeneinander verspannte Ritzel spielfrei vorgespannt werden und wird auf Grund seiner Eigenschaften bei Großwerkzeugmaschinen mit niedrigen Drehzahlen und hohen Drehmomenten eingesetzt (BRECHER 2002).

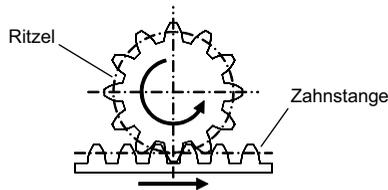


Bild 6: Zahnstange-Ritzel-System

Zur Drehzahl- und Momentenanpassung werden zwischen dem Motor und der Gewindespindel bzw. der Ritzelwelle Getriebestufen eingesetzt. Neben Stirnradgetrieben sind heute Zahnriemengetriebe weit verbreitet, die sich durch gute Dämpfungs- und Geräuscheigenschaften auszeichnen (WECK & BRECHER 2006A). Die heute verfügbaren leistungsstarken und über weite Drehzahlbereiche elektronisch stellbaren Servomotoren erlauben jedoch häufig einen vollständigen Verzicht auf ein Getriebe. In diesen Fällen wird die Kugelgewindespindel direkt über eine Kupplung angetrieben. Bei den in Bild 5 dargestellten Kugelgewindetrieben mit angetriebener Mutter wird im Allgemeinen ein Zahnriementrieb verwendet, um das Motormoment auf die Mutter zu übertragen.

Die Kräfte und Momente übertragenden Wellen zu führen und die in radialer und axialer Richtung auftretenden Kräfte aufzunehmen, ist die Aufgabe von Lagern. Dabei werden hinsichtlich der axialen Lagerung die Fest-Fest-, die Fest-Los- und die angestellte Lagerung als grundsätzliche Lageranordnungen unterschieden. Bei Kugelgewindetrieben wird die höchste Gesamtsteifigkeit durch Fest-Fest-Lagerung und Vorspannung der Spindel mit Axial-Radial-Lagern oder in O-Anordnung angestellten Schrägkugellagern erreicht. Allerdings ist die zulässige Vorspannkraft durch die zusätzliche Lagerbelastung begrenzt. Da die thermische Ausdehnung der Spindel im Betrieb der Maschine zu einer vollständigen Zugentlastung und damit zum Ausfall des Übertragungssystems führen kann, wird in vielen Fällen eine Fest-Los- oder auch eine fliegende (fehlendes Gegenlager) Lagerung bevorzugt (WECK & BRECHER 2006A).

Hinsichtlich des Funktionsprinzips elektromechanischer Vorschubantriebe mit rotatorischem Servomotor sind auch die Linearführungen zum mechanischen Übertragungssystem zu zählen, auch wenn diese sich nicht innerhalb des Antriebsstrangs zwischen Motor und Schlitten befinden. Die Führungen erzeugen die Kraftreaktionen zur Ab-

stützung des durch den Servomotor erzeugten und in den Vorschubschlitten eingeleiteten Momentes und gewährleisten so die Funktion der Kraft-Momenten-Wandlung durch den Kugelgewindtrieb bzw. das Zahnstange-Ritzel-System.

2.1.2.4 Linear-Direktantriebe

In den letzten Jahren hat sich mit der Linear-Direktantriebstechnik eine leistungsfähige Alternative zu den oben beschriebenen elektromechanischen Antriebssystemen mit rotatorischem Elektromotor und einem nachgeschalteten mechanischen Übertragungssystem entwickelt. Bild 7 zeigt das Funktionsprinzip des Synchron-Linearmotors. Dieser entspricht einem um den Umfang abgewickelten Drehstrommotor. Dabei geht das Primärteil aus dem Stator der Drehstrommaschine hervor und beinhaltet die Phasenwicklungen. Die vom Rotorumfang des Synchronmotors abgewickelten Permanentmagnete bilden das Sekundärteil. Der Verfahrensweg des Linearmotors entspricht dem Längenunterschied zwischen Primär- und Sekundärteil. Da die Verlustleistung mit der Länge der Phasenwicklungen zunimmt, wird für hochdynamische Anwendungen üblicherweise die Kurzstatorbauweise mit einem gegenüber dem Primärteil verlängerten Sekundärteil eingesetzt. Linear-Direktantriebe zeichnen sich durch eine hohe Dynamik und durch gutes Regelverhalten aus (STOIBER 1996, BORK & GAO 1998, WAVRE U. A. 1998, PRITSCHOW 1998). Dabei hat sich die permanentmagnetisch erregte Bauart als Synchronmotor auf Grund der höheren erreichbaren Vorschubkräfte sowie der geringeren elektrischen Verluste und der damit verbundenen Temperaturentwicklung im Sekundärteil gegenüber der Asynchron-Variante mit Kurzschlusskäfig durchgesetzt (RUDLOFF U. A. 1997, WECK & BRECHER 2006A).

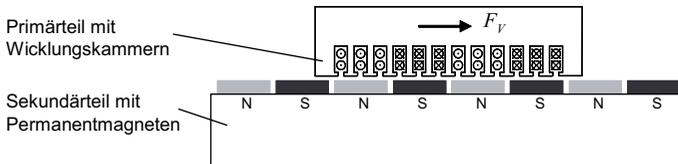


Bild 7: Funktionsprinzip des Synchron-Linearmotors (Kurzstatorbauweise)

Durch die direkte Krafterzeugung am Vorschubschlitten entfällt beim Linear-Direktantrieb das mechanische Übertragungssystem. Da somit auch keine störenden Elastizitäten bei der Kraftübertragung vom Motor auf den Schlitten vorhanden sind, ergeben sich Vorteile hinsichtlich der Dynamik und der Regelung des Antriebs. Im Vergleich zu einem elektromechanischen System ermöglicht ein Linear-Direktantrieb im Allgemeinen den Betrieb der Antriebsregelung (Abschnitt 2.1.3) mit deutlich höheren Proportionalverstärkungen, wodurch sich auch bei hohen Verfahrensgeschwindigkeiten höhere Positionier- und Bahngenauigkeiten realisieren lassen (PHILIPP 1991, PRITSCHOW & FAHRBACH 1995).

Trotz der Vorteile hinsichtlich des dynamischen Verhaltens weisen Linearmotoren allerdings auch eine Reihe von Nachteilen auf. Niedrige Wirkungsgrade und damit verbundene hohe Verlustleistungen führen zu starken thermischen Belastungen sowohl

der Maschinenstruktur als auch der Motorwicklungen selbst und erfordern ein aktives Kühlsystem (EUN 1999). Die hohen permanentmagnetischen Anziehungskräfte, welche die Linearführungssysteme stark belasten und ferromagnetische Späne auf das Sekundärteil lenken, erfordern zusätzlichen konstruktiven Aufwand, z. B. die symmetrische Anordnung von Linearmotoren (Doppelkammbauweise) zur gegenseitigen Aufhebung der Anziehungskräfte zwischen Primär- und Sekundärteil und Abdeckungssysteme, um Späne vom Sekundärteil fernzuhalten. Ferner sind die Vorschubkräfte beim Linearmotor durch den Bauraum begrenzt und können nicht, wie bei elektromechanischen Antrieben, durch ein Getriebe verstärkt werden (BRECHER 2002). Darüber hinaus weisen Linear-Direktantriebe in Vorschubachsen mit geringer Trägheit wegen der fehlenden Übersetzung durch einen Kugelgewindtrieb oder ein Getriebe eine höhere Empfindlichkeit gegenüber Störkräften auf als elektromechanische Antriebe (PHILIPP 1992). Aus den genannten Gründen sind elektromechanische Servoantriebssysteme mit Kugelgewindtrieb, trotz der zunehmenden Verbreitung von Linear-Direktantrieben, nach wie vor die in Werkzeugmaschinen überwiegend eingesetzte Technik.

2.1.3 Antriebsregelung

Die heute verbreiteten Systeme zur Positionsregelung der elektrischen Vorschubantriebe von spanenden Werkzeugmaschinen verwenden eine kaskadierte Regelkreisstruktur (SIMON 1986, SCHRÖDER 1995, GROß U. A. 2000). Der auf der obersten Kaskadenebene angeordnete Lageregler wird dabei durch zwei unterlagerte Hilfsregelkreise zur Drehzahl- und Stromregelung unterstützt. Die Struktur der kaskadierten Lageregelung ist in Bild 8 dargestellt. Bei den durchgehend digital realisierten Regelungen sind die Regelalgorithmen in Software auf einer Recheneinheit implementiert und werden im Mikroprozessor des digitalen Regelungssystems abgearbeitet (ISERMANN 1987 & 1988).

Der Lageregler erhält die Positionsvorgaben x_s vom Interpolator und die entsprechenden Istwerte x_i vom Positionsmesssystem. Anhand der Differenz der Soll- und Istwerte berechnet der Lageregler die Drehzahlsollwerte n_s für den unterlagerten Drehzahlregler, der seinerseits nach einer Differenzbildung mit den gemessenen Motordrehzahlen n_i die Stromsollwerte I_s für den Stromregler erzeugt. Dieser gibt ebenfalls auf Grund der Soll-Ist-Differenz die Stellgrößen für das dahinter liegende Antriebssystem (Abschnitt 2.1.2) aus.

Eine schnelle und genaue Erfassung der Schlittenpositionen und Motorwinkellagen wird heute durch hochauflösende, optische Messgeräte gewährleistet. Ein Drehgeber an der Motorwelle erfasst die Winkellage φ_i des Motors, die anhand der Übersetzungsverhältnisse im Antriebsstrang in eine Schlittenposition x_i umgerechnet werden kann. Höhere Positioniergenauigkeiten werden mit direkt am Vorschubschlitten montierten Längenmessgeräten erreicht (ERNST 2002). Die Motordrehzahl n_i ergibt sich durch Differenzierung des Drehbersignals φ_i .

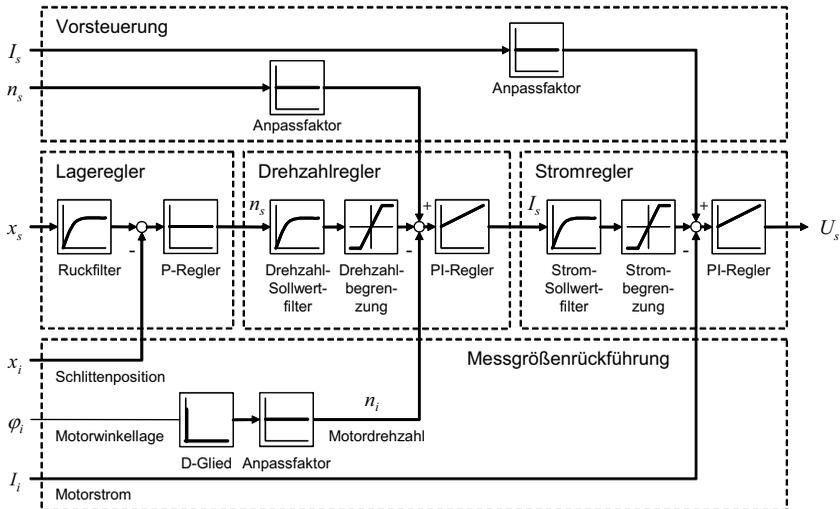


Bild 8: Kaskadierte Lageregelung für Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen

Der Lageregler wird in Vorschubantrieben von Werkzeugmaschinen üblicherweise als Proportionalregler (P-Regler) ausgeführt (GROB U. A. 2000). Dieser Regler reagiert verzögerungsfrei auf eine Regeldifferenz und passt den Drehzahlstellwert über den Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor K_V (Proportionalbeiwert) und einen Umrechnungsfaktor (Übersetzungskonstante des mechanischen Übertragungssystems) an. Da der P-Regler keine Nachstelleigenschaften besitzt, weist er im Ergebnis eine bleibende Regeldifferenz auf. Bei Bewegung der Vorschubachse äußert sich dies als Schleppfehler und bei interpolierten, mehrachsigen Bewegungen als Bahnfehler. Eine Minimierung dieses Fehlers wird durch Anhebung des Geschwindigkeitsverstärkungsfaktors erreicht. Die Erhöhung des Proportionalbeiwertes bewirkt auch eine Erweiterung der Reglerbandbreite, wodurch sich auch eine verbesserte dynamische Genauigkeit bei höheren Geschwindigkeiten ergibt (PRITSCHOW 1996). Allerdings entdämpft ein hoher Reglerbeiwert den Regelkreis, so dass der erreichbaren Dynamik eine Grenze gesetzt ist. Üblicherweise wird der K_V -Wert des Lagereglers gerade so hoch eingestellt, dass in keiner Betriebssituation ein Überschwingen auftreten kann.

Zur Drehzahl- und Stromregelung wird im kaskadierten Lageregelkreis jeweils ein Regler mit Proportional- und Integralanteil (PI-Regler) verwendet. Bei diesem Reglertyp bestimmt der Proportionalbeiwert K_P die Dynamik, während der Integralanteil gewährleistet, dass die Regeldifferenz vollständig zu Null geregelt wird. Dabei bewirkt eine kurze Nachstellzeit T_N eine schnelle Kompensation von Störungen, allerdings auch eine Entdämpfung des Regelkreises. Hinsichtlich der Reglereinstellung lässt sich der Stromregler unabhängig von den Maschineneigenschaften parametrieren, da sich nur der elektrische Teil des Antriebs im Stromregelkreis befindet. Der Drehzahlregler verarbeitet dagegen am mechanischen System gemessene Größen. In den Drehgeber-signalen sichtbare Störbewegungen (Schwingungen) der Maschinenstruktur werden

daher über den Drehzahlregler rückgekoppelt und begrenzen dessen Proportionalbeiwert (SWOBODA 1987, HAMANN & TRÖNDLE 1997).

Zur regelungstechnischen Bedämpfung von mechanischen Resonanzen werden Führungsgrößenfilter eingesetzt. Durch die selektive Filterung kritischer Frequenzbänder wird deren Anregung unterdrückt und eine weitere Anhebung der Reglerbeiwerte möglich. Ein Ruckfilter am Eingang des Lagereglers glättet bereits die vom Interpolator ausgegebenen Führungsgrößen und reduziert so die Anregung mechanischer Eigenfrequenzen durch zu hohen Ruck (GROß U. A. 2000).

Neben den zur eigentlichen Regelung der Vorschubantriebe erforderlichen Gliedern befinden sich noch Begrenzungsglieder in den Regelkreisen. Diese dienen dem Schutz der Leistung führenden Bauteile vor elektrischer oder mechanischer Überlastung.

Wie oben erwähnt, ist das Ergebnis der Lageregelung mit einem zur Regeldifferenz proportionalen Schleppfehler behaftet. Eine Möglichkeit, eine schleppabstandsfreie Positionsregelung der Vorschubachsen zu realisieren, stellt die Vorsteuerung der unterlagerten Regelkreise dar (WECK 1995, KOSIEDOWSKI 2000). Hierbei werden mit der Führungsgrößenenerzeugung auch Drehzahl- und Strom-Vorsteuerwerte bestimmt und direkt am Eingang des Drehzahl- bzw. des Stromreglers aufgeschaltet.

2.1.4 Dynamisches Verhalten

Statische und dynamische Belastungen ergeben sich für spanende Werkzeugmaschinen durch die Zerspankräfte sowie durch schnelle Positioniervorgänge mit hohen Beschleunigungen und hohem Ruck. Die Zerspanung mit hohen Leistungen erfordert eine steife Maschinenkonstruktion, da die an der Schneide wirkenden Kräfte eine Abdrängung des Werkzeugs bzw. des Werkstücks bewirken und somit die Genauigkeit des gefertigten Werkstücks mindern. Bei Schwingungen wird eine wellige Oberfläche erzeugt, die bei entsprechender Phasenlage der nachfolgenden Schneide zu einer dynamischen Modulation der Schnitttiefen (Spanungsdicken) und somit auch der Zerspankräfte führt. Die als Regenerativeneffekt bekannte Rückkopplung der modulierten Zerspankraftanteile auf die Maschine kann zur Entdämpfung der Schwingungen bis hin zur Instabilität führen. Im Allgemeinen macht sich instabiles Verhalten akustisch durch Rattern bzw. an der Werkstückoberfläche durch Rattermarken bemerkbar. Im Extremfall können die durch Instabilität anwachsenden Kräfte auch Schäden am Werkzeug oder an der Maschine verursachen.

Die Erforschung des dynamischen Verhaltens von spanenden Werkzeugmaschinen hat die Entwicklung der Werkzeugmaschinen seit Anfang des 20. Jahrhunderts begleitet. Eine umfassende Darstellung des Themas findet sich z. B. bei WECK & TEIPEL (1977). Grundlegende Theorien zur Stabilität von Zerspanprozessen entwickelten z. B. TOBIAS (1965) und TLUSTY & POLACEK (1963). Darauf basierend werden Zerspanprozesse heute im regelungstechnischen Sinne als rückgekoppelte Systeme mit dem elastischen Maschinenverhalten im Vorwärts- und den dynamischen Kraftanteilen im Rückwärtszweig verstanden. Damit können z. B. unter Anwendung des Nyquist-Kriteriums stabile und instabile Betriebspunkte identifiziert werden. Zahlreiche Arbeiten befassen sich mit der Übertragung der allgemeinen Erkenntnisse auf spezielle Anwendungen, so dass heute Prozessmodelle für unterschiedliche spanende Fertigungsverfahren, z. B.

für das Drehen (MILBERG 1971), das Kreissägen (ZÄH 1995) oder das Fräsen (ALTINTAS & BUDAK 1995) existieren. Ein umfassender Überblick über den aktuellen Stand der Erkenntnisse zur Dynamik von Zerspanprozessen ist bei ALTINTAS & WECK (2004) zu finden.

Die Einflüsse auf einen Zerspanprozess sind vielfältig. So hängen die an der Werkzeugschneide entstehenden Zerspankräfte von den Materialeigenschaften des zerspannten Werkstoffs (z. B. Fließgrenze), dem verwendeten Werkzeug (z. B. Anzahl der Schneiden und Schneidkeilgeometrie), tribologischen Effekten im Werkzeug-Werkstück-Kontakt (z. B. Reibung, Verschleiß, Aufbauschnneidenbildung, Temperaturentwicklung) und von programmierten Prozessparametern (z. B. Spannungsbreite, Schnitttiefe, Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeit) ab. Modelle zur mathematischen Beschreibung von Zerspankräften reichen von den empirischen Formulierungen nach KIENZLE & VICTOR (1952) über theoretische Ansätze z. B. nach MERCHANT (1945) oder PALMER & OXLEY (1959) bis hin zu nichtlinearen Finite-Elemente-Methoden (z. B. WARNECKE U. A. 1998, WESTHOFF & BEHRENS 2000, KLOCKE U. A. 2002).

Wie oben erwähnt, hängen die mit einer Maschine erreichbaren Zerspanleistungen von der dynamischen Steifigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück ab. Bei einer durch lagegeregelte Vorschubantriebe in Position gehaltenen Maschine ergibt sich diese grundsätzlich als Gesamtsteifigkeit der mechanischen Struktur und der Antriebsregelung (FEINAUER 1998). Allerdings ist die Reglerbandbreite begrenzt und die Reglersteifigkeit nimmt mit der Frequenz ab. Deshalb wird die Übertragung von Zerspankraftanteilen höherer Frequenz im Wesentlichen durch das Verhalten des mechanischen Systems beeinflusst (ALTINTAS 2000). Hieraus folgt, dass der mechanische Aufbau der Maschine in jedem Fall so steif wie möglich ausgeführt werden muss. Soll ein System für höhere Zerspankräfte ausgelegt werden, führt dies tendenziell zu einer höheren Masse, wobei Bandbreiten- und Steifigkeitsverluste der Regelung und damit eine geringere Bewegungsdynamik in Kauf genommen werden müssen.

Die Entwicklungen im Bereich der Prozesstechnik haben drastische Steigerungen der Zerspanleistungen ermöglicht. Dabei sind an die hohen Schnittgeschwindigkeiten allerdings auch entsprechende Vorschubgeschwindigkeiten gekoppelt. Da diese auf begrenzten Verfahrenswegen nur mit hohen Beschleunigungen und hohem Ruck zu realisieren sind, ergeben sich hinsichtlich der Bewegungsdynamik der Maschine neue Anforderungen und veränderte Auslegungskriterien.

Um höhere Beschleunigungen zu erreichen, muss die bewegte Masse reduziert werden. Mit der weiterhin bestehenden Steifigkeitsanforderung ergibt sich für die Konstruktion ein Verbund konkurrierender Teilziele, der durch Kompromisse gelöst werden muss. Optimale Lösungen sind in dieser Hinsicht Leichtbaukonstruktionen, die durch beanspruchungsgerechte Gestaltung unter Einhaltung der geforderten Steifigkeit eine minimale Masse erreichen. Darüber hinaus führt ein höherer Ruck zur Erregung von Eigenfrequenzen in einem breiteren Frequenzband. Da Schwingungen die Stabilität der Regelung beeinflussen und die Reglerbandbreite begrenzen können (siehe Abschnitt 2.1.3), müssen die Konstruktionen auch hinsichtlich ihrer dynamischen Übertragungseigenschaften im Regelkreis optimiert werden (PRITSCHOW U. A. 1996, HAMANN & TRÖNDLE 1997).

Traditionell stellte die Schwingungsoptimierung in Bezug auf die antriebstechnischen Eigenschaften zunächst eine Frage der Antriebsstrangauslegung dar (Abschnitt 2.2.3), mit dem Ziel, ein möglichst steifes mechanisches Übertragungssystem mit möglichst hohen Eigenfrequenzen zu realisieren. Diese Aufgabe stellte sich insbesondere bei Maschinen mit langen, mechanisch verzweigten und mehrfach übersetzten Übertragungssystemen (SUMMER 1986). Bei heutigen CNC-Maschinen mit elektronisch verzweigten Vorschubantrieben entfällt ein großer Teil des mechanischen Übertragungssystems. Verzweigungsgetriebe sind heute praktisch nicht mehr in Werkzeugmaschinen zu finden. Auch Vorgelege werden durch die Leistungszuwächse der elektrischen Antriebe zunehmend verdrängt. Durch den Wegfall von Elastizitäten erreicht der verbleibende Teil des Antriebsstrangs eine deutlich gesteigerte Gesamtsteifigkeit und damit höhere Eigenfrequenzen. Im Verbund mit einer Schlittenbaugruppe in Leichtbauweise lassen sich die Eigenfrequenzen des Übertragungssystems zusätzlich erhöhen. Allerdings können Leichtbaustrukturen im Gegensatz zu massiv ausgeführten Körpern nicht mehr als ideal starr angesehen werden, so dass bei diesen Konstruktionen auch die Strukturelastizität des Maschinengestells die Eigenfrequenzen des Übertragungssystems beeinflusst (TRUCKS 1996). Dies gilt umso mehr, je steifer der Antriebsstrang und je leichter die Schlittenbaugruppe ausgeführt ist. Den Extremfall stellen Linear-Direktantriebe dar. Bei diesen Systemen entfällt das mechanische Übertragungssystem vollständig. Die regelungstechnischen Grenzen werden hier ausschließlich durch die Eigenfrequenzen des Maschinengestells definiert (HEINEMANN & PAPIERNIK 1998, WECK U. A. 1999, BERKEMER 2003).

Dass bei heutigen Werkzeugmaschinen bestimmte Eigenfrequenzen durch strukturelastisches Verhalten sowohl der Antriebsstränge als auch des Maschinengestells verursacht werden, stellt sich z. B. bei experimentellen Modalanalysen (KIRCHKNOPF 1989, EIBELSHÄUSER 1990, HEYLEN U. A. 1999) heraus. Als Beispiel für ein solches Verhalten zeigt Bild 9 eine experimentell ermittelte Eigenform eines Bearbeitungszentrums. Die Eigenfrequenz dieser Schwingungsform beträgt 69 Hz. Zur Visualisierung der Eigenform sind anhand eines Drahtmodells die Extremlagen der Strukturpunkte überlagert dargestellt. Neben Verformungen im Maschinengestell ist eine Schwingung des Vertikalschlittens zu erkennen, die auf elastisches Verhalten des Antriebsstrangs zurückzuführen ist (REINHART U. A. 2002).

Die optimale strukturmechanische Auslegung des Maschinengestells und der Antriebsstränge, der regelungstechnischen Eigenschaften des mechatronischen Gesamtsystems sowie der Übertragungseigenschaften der Maschine in Bezug auf Zerspankräfte stellt bei zukünftigen Maschinengenerationen auf Grund der vielen Einflussfaktoren eine komplexe Entwicklungsaufgabe dar, die nur mit Hilfe numerischer Simulationsverfahren gelöst werden kann (AWK 2002, PRITSCHOW U. A. 2003A). Im folgenden Abschnitt werden daher die bekannten Verfahren und deren Anwendung zur Berechnung und Simulation von Werkzeugmaschinen näher betrachtet.

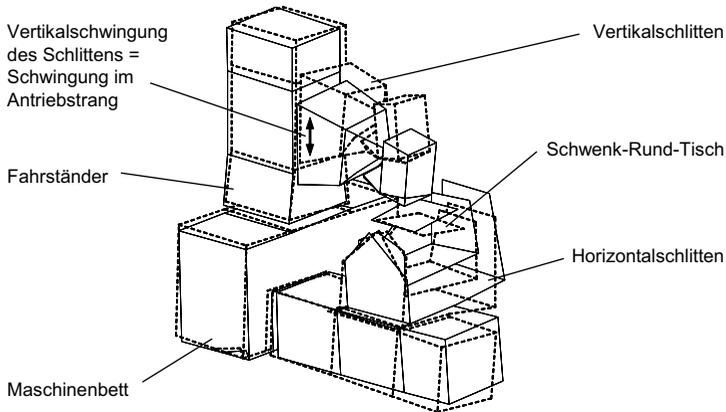


Bild 9: Schwingungen des Maschinengestells und eines Antriebsstrangs (Eigenform) bei einer Eigenfrequenz (69 Hz) am Beispiel eines Bearbeitungszentrums

2.2 Berechnung und Simulation von Werkzeugmaschinen

2.2.1 Numerische Simulationsverfahren

2.2.1.1 Regelungstechnische Systeme

Eine einheitliche und allgemeingültige Systematik zur Modellbildung und Simulation komplexer Systeme mit heterogener physikalischer Beschreibungsform existiert bislang nicht. Eine grundsätzliche Vorgehensweise besteht aber in der Zerlegung des betrachteten Systems in einzelne Teilsysteme, deren Verhaltensweisen für sich mathematisch geschlossen beschreib- und lösbar sind und deren Randbedingungen (Kräfte, Verschiebungen, Spannungen, Ströme, Signale etc.) durch das Verhalten der jeweils benachbarten Teilsysteme definiert sind, so dass durch Einführung der entsprechenden Koppelbedingungen eine Gesamtlösung für die zunächst separierten Teilsysteme herbeigeführt werden kann. Die Formulierung, Kopplung und Lösung der einzelnen Gleichungssysteme erfolgt in der praktischen Anwendung entweder durch die gleichzeitige Abbildung aller Teilsysteme in einer Simulationsumgebung, womit sich eine geschlossene Lösung für das Gesamtsystem mit Hilfe eines Berechnungswerkzeugs ergibt, oder durch die Kopplung der Solver (Gleichungslöser) verschiedener Simulationssysteme im Rahmen einer sog. Co-Simulation.

In Bezug auf seinen Aufbau und seine Funktionsweise kann das mechatronische System „Werkzeugmaschine“ als regelungstechnisches System betrachtet werden. Ein Regelkreis besteht grundsätzlich aus der Regelung, dem Stellglied und der Regelstrecke. Bei Werkzeugmaschinen ergeben sich durch diese Aufteilung ein informations-

technisches, ein elektrotechnisches und ein mechanisches Teilsystem (Bild 10). Für die Modellbildung bietet sich die Beschreibung der informations- und elektrotechnischen Teile durch regelungstechnische Darstellungsformen und der Regelstrecke mittels mechanischer Verfahren an. Die Methoden der Mechanik beschreiben dabei die Bewegungen fester Körper unter gegebenen Zwangsbedingungen und der Einwirkung von äußeren Kräften, während die Algorithmen der Regelungstechnik genau die Kräfte definieren, die erforderlich sind, um einem Körper mit Hilfe des Stellgliedes eine gewünschte Bewegung aufzuprägen (HEIMANN U. A. 2001).

Zur Modellierung und Darstellung von regelungstechnischen Systemen werden üblicherweise Blockschaltbilder (siehe Bild 8) verwendet. Ein Modellblock bildet dabei das Übertragungsverhalten eines Teilsystems durch eine Gleichung oder ein Gleichungssystem ab. Die einzelnen Modellblöcke werden so aufgebaut, dass die Ausgangsgröße eines Teilsystems der Eingangsgröße des nachfolgenden Teilsystems entspricht. Die Kopplung der Gleichungssysteme geschieht durch die signaltechnische Verknüpfung der entsprechenden Ein- und Ausgangsgrößen (FÖLLINGER 1994). Ausgehend von elementaren Übertragungsgliedern lassen sich damit Wirkstrukturen mit beliebiger Komplexität und vielschichtigen Verknüpfungen modellieren. Simulationsprogramme mit grafisch blockorientierten Modelleditoren ermöglichen durch Kapselung von Teilmodellen die hierarchische Strukturierung der Modelle, womit selbst komplexe Systeme in übersichtlicher Form beschrieben werden können. Dieses Prinzip ist in Bild 10 beispielhaft für eine Regelung mit einer dreigliedrigen Reglerkaskade dargestellt. Die einzelnen Modellblöcke können beliebig komplexe Algorithmen enthalten. Auf der obersten Hierarchieebene ergibt sich jedoch ein einfacher Regelkreis.

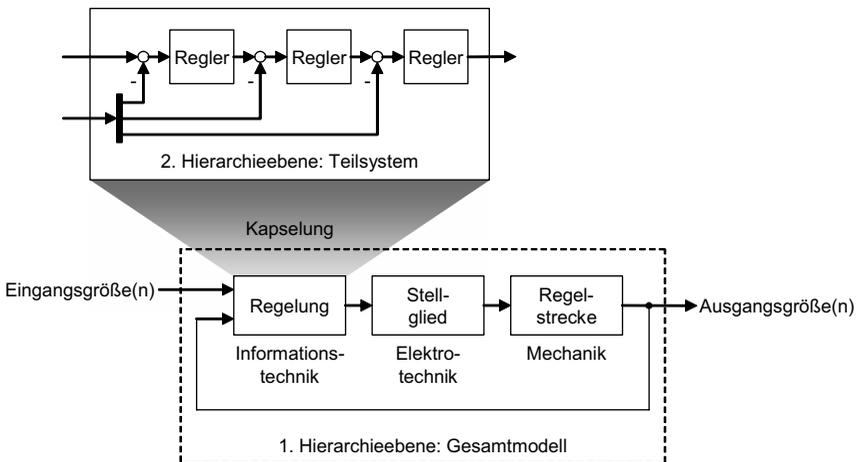


Bild 10: Graphisch-blockorientierte Modellierung des mechatronischen Systems als Regelkreis

Auf diese Weise können sowohl lineare als auch nichtlineare Systeme modelliert werden. Die Gleichungssysteme von Gesamtmodellen können anhand der Blockschaltbil-

der direkt in geschlossener Form aufgestellt, linearisiert und im Zeit- oder Frequenzbereich gelöst werden. Zur Simulation nichtlinearer Verhaltensweisen im Zeitbereich werden die Gleichungen der einzelnen Modellblöcke durch Zeitbereichsintegration separat gelöst und die Randbedingungen an diskreten Zeitpunkten ausgetauscht.

Die Beschreibung der Modellblöcke orientiert sich grundsätzlich an den spezifischen Gegebenheiten der jeweiligen Teilsysteme. Bei Werkzeugmaschinen sind die Wirkstrukturen der Regelungen inklusive der Stelleinrichtungen durch die verbreiteten antriebstechnischen Lösungen mit kaskadierter Lageregelung (Abschnitte 2.1.2 und 2.1.3) allerdings weitgehend festgelegt (BÜRCEL 2001). Für die Modellbildung dieser Teilsysteme bedeutet dies, dass die Modellblöcke einmalig konfiguriert werden können und zur Simulation einer Maschine lediglich einer Parametrierung bedürfen. Diese wird im Allgemeinen an das Verhalten der Regelstrecke angepasst.

Demgegenüber erfordert die Modellbildung des mechanischen Systems eine individuelle Betrachtung des konstruktiven Aufbaus der jeweiligen Maschine, da deren Struktureigenschaften die Eigenfrequenzen bestimmen, die in den Regelstrecken sichtbar sind und den Regelungsbetrieb beeinflussen. Zur Beschreibung der Bewegungen fester Körper bietet die Mechanik verschiedene Ansätze. Dabei sind Verschiebungen und Drehungen der Körper ohne innere Verzerrungen (Starrkörperbewegungen) sowie elastische und plastische Verformungen zu unterscheiden, wobei ein physikalischer Körper allgemein immer einem Überlagerungszustand dieser Bewegungsanteile unterliegt. Für die Systemdynamik von Maschinen sind jedoch, da hier keine Versagensfälle (Plastizität, Bruch) betrachtet werden, nur die Starrkörperbewegungen und elastischen Verformungen relevant (SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999). Werkzeugmaschinen sind Systeme gelenkig verbundener fester Körper, wobei im Allgemeinen weder die Körper noch die Gelenke als ideal starr bzw. ideal kinematisch angesehen werden können. Die Führungsbewegungen der Schlittenbaugruppen werden deshalb von nicht gewollten elastischen Verformungen überlagert.

Die Gestellkörper von Werkzeugmaschinen sind elastische Continua. Die Beschreibung der elastischen Verformungen nach den Grundlagen der Kontinuumsmechanik führt allerdings zu partiellen Differenzialgleichungen (DGL), die nur für einfache Strukturen Lösungen besitzen. Für die numerische Simulation beliebig geformter Strukturen werden deshalb diskrete Formulierungen benötigt. Die Festkörpermechanik bietet in dieser Hinsicht verschiedene Näherungsverfahren, die ausgehend von Konstruktionsdaten der Maschine die Bewegungsgleichungen in Form von gewöhnlichen Differenzialgleichungen liefern (Bild 11). Es handelt sich hierbei um Starrkörperansätze, um die Finite-Elemente-Methode (FEM) und um Kombinationen dieser Verfahren (elastische Mehrkörpersysteme). Diese Verfahren werden in den Abschnitten 2.2.1.2 bis 2.2.1.4 näher betrachtet.

Im Wesentlichen unterscheiden sich die Verfahren durch die Ordnung der erzeugten Gleichungssysteme (Anzahl der Freiheitsgrade bzw. der Gleichungen) und in der Hinsicht, ob nur kleine lineare oder auch große geometrisch nichtlineare Bewegungen berücksichtigt werden. Diese Einflussfaktoren bestimmen die numerische Qualität und Effizienz der erzeugten Simulationsmodelle, wobei einer durch hohe Systemordnung und Berücksichtigung von Nichtlinearitäten erreichten hohen Abbildungsgenauigkeit allerdings entsprechend lange Rechenzeiten gegenüber stehen. Gerade im Hinblick auf die Verwendung der Modelle zur Simulation der Regelstrecken im Rahmen der Rege-

lungssimulation ist aber die numerische Effizienz besonders wichtig, da die Optimierung einer Regelung im Allgemeinen iterative Rechenläufe erfordert. Es wurden daher spezielle Verfahren entwickelt, um die Ordnung von detaillierten Simulationsmodellen unter Erhaltung der wesentlichen Systemeigenschaften zu minimieren. Auf diese Verfahren wird in Abschnitt 2.2.1.5 eingegangen.

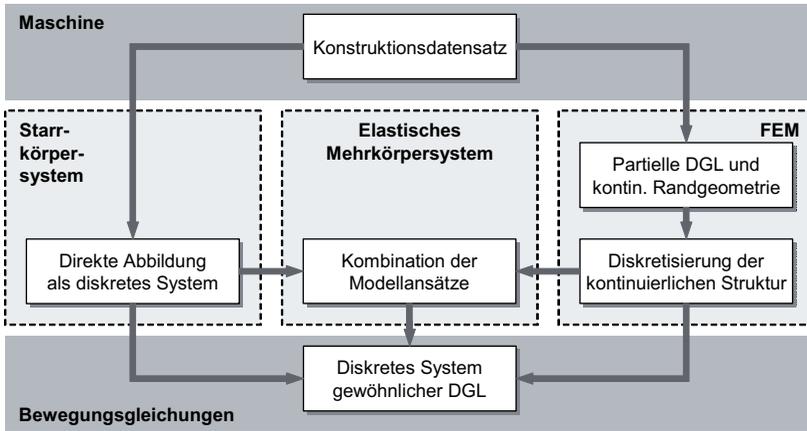


Bild 11: Verfahren zur Formulierung diskreter Bewegungsgleichungen

2.2.1.2 Starrkörpersysteme

Die Betrachtung einer Maschine als System starrer Körper oder Massen führt direkt zu einer diskreten Darstellung der Bewegungsgleichungen. Die klassische Modellierung als Mehrkörpersystem (MKS) idealisiert das Festkörpersystem durch starre Körper mit tensorischen Trägheitseigenschaften (WITTENBURG 1977). Die Bindungen zwischen den Körpern werden als masselos angenommen und greifen an diskreten Koppelpunkten der Körper an. Neben ideal-kinematischen Gelenken (Zwangsbedingungen) können auch elastische und dämpfende (allg. holonome und nicht holonome) Bindungen modelliert werden. Die Angabe der Körperschwerpunkte, Trägheitstensenoren und Bindungsknoten erfolgt in körperfesten Koordinatensystemen. Die räumlichen Bewegungen der Körper werden entweder durch absolute Koordinaten direkt im Inertialsystem oder durch Relativkoordinaten zwischen den gelenkig verbundenen Körpern beschrieben.

Die mathematische Formulierung der Bewegungsgleichungen eines MKS erfolgt unter Berücksichtigung der Relativkinematik im Allgemeinen mit dem Verfahren nach Newton-Euler unter Anwendung der starrkörperkinetischen Prinzipien von d'Alembert (Prinzip der virtuellen Arbeiten) oder von Jourdain (Prinzip der virtuellen Leistungen) oder mit dem Verfahren nach Lagrange über die Aufstellung von Energiebilanzen (PFEIFFER 1992).

Die mit starren MKS erzeugten Bewegungsgleichungen bilden sowohl die geometrisch nichtlinearen Verschiebungen der Massen und Bindungsknoten bei großen Führungsbewegungen als auch die linearen Verschiebungen der Körper infolge der elastischen Verformung der Bindungen ab. Da die Körper keine Verformungsfreiheitsgrade besitzen, sind die Modelle in der Regel von niedriger Ordnung und damit numerisch sehr effizient. Allerdings ist das starre MKS nur für solche Maschinen eine geeignete Beschreibungsform, deren Baugruppen, zumindest in dem betrachteten Frequenzbereich, als ideal starr angenommen werden können.

Neben den MKS existieren einfachere Starrkörperansätze zur Diskretisierung von schwingungsfähigen Systemen mit wenigen starren Massen oder Trägheitsmomenten. Im Gegensatz zu den MKS mit räumlichen Koordinaten und tensorischen Trägheits- und Steifigkeitseigenschaften werden die Bewegungen dieser sog. Mehrmassensysteme durch einen entkoppelten und reduzierten Satz der Körperfreiheitsgrade (z. B. Torsionen) und meist unter Vernachlässigung der Relativkinematik dargestellt. Mehrmassensysteme sind einfach zu beschreiben und werden häufig zur Berechnung von Torsionsschwingungen in rotatorischen Antriebssystemen verwendet (z. B. KÜÇÜKAY 1987, LASCHET 1988).

2.2.1.3 Finite-Elemente-Methode

Für elastische Strukturen, die einer intuitiven Diskretisierung in starre Körper nicht zugänglich sind, liefert die Kontinuumsmechanik Ansätze zur Beschreibung der Strukturverformungen in Form von partiellen Differenzialgleichungen. Diese Gleichungen sind jedoch nur lösbar, wenn die Ränder und Randbedingungen der Struktur analytisch beschreibbar sind. Dies ist im Allgemeinen nur bei einfachen Randgeometrien der Fall. Um die kontinuierlichen Verformungsansätze auf beliebig komplexe Strukturen und damit auf technische Systeme zu übertragen und anzuwenden, wurde die Finite-Elemente-Methode (FEM) entwickelt (SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999). Mit Hilfe der FEM wird die kontinuierliche Struktur in eine hohe, aber endliche Zahl von „finiten“ Elementen (FE) mit regelmäßiger Geometrie unterteilt und so in eine raumdiskrete Darstellung überführt. Die einzelnen Elemente sind an diskreten Knotenpunkten mit ihren jeweiligen Nachbarelementen verbunden und bilden das sog. FE-Netz. Die Bewegungen der Struktur werden nun durch die Freiheitsgrade der FE-Knoten repräsentiert. Der Grad der Diskretisierung bestimmt dabei die Qualität der Näherungslösung, zugleich aber auch die Zahl der Freiheitsgrade und damit die Größe des entstehenden Gleichungssystems.

Zur Approximation der Struktur und ihrer Materialeigenschaften existieren verschiedene Elementtypen, die sich insbesondere durch die räumliche Dimension (0D - 3D), die Knotenzahl und -freiheitsgrade sowie die Elementansatzfunktion unterscheiden. Letztere ist meist linearer oder polynomer Ordnung. Sie beschreibt das kontinuierliche Verschiebungsfeld im Inneren des Elementes in Abhängigkeit von den diskreten Knotenfreiheitsgraden und sorgt für die Kompatibilität der Elemente (ZIENKIEWICZ & TAYLOR 1994). Mit den Materialparametern (E-Modul, Schubmodul bzw. Querkontraktionszahl, Dichte) und den Knotenkoordinaten liefern die Verschiebungsansätze nach dem Prinzip der virtuellen Arbeiten die Steifigkeits-, Dämpfungs- und Massenmatrizen der Elemente, aus welchen anschließend die Koeffizientenmatrizen für die

Bewegungsgleichungen der Gesamtstruktur erzeugt werden. Diese liegen durch den Diskretisierungsschritt als gewöhnliches Differenzialgleichungssystem vor (BATHE 1990).

Lineare FEM-Modelle beschreiben die Knotenverschiebungen aus Gründen der numerischen Effizienz ohne lokale Transformationen direkt im Inertialsystem. Sie liefern dadurch gute Näherungslösungen für „kleine“, linear-elastische Verformungen, wie sie z. B. bei Schwingungen auftreten. Geometrische Nichtlinearitäten, z. B. bei hyperelastischen Verformungen oder großen Führungsbewegungen, werden durch diesen Näherungsansatz nicht berücksichtigt. Allerdings sind Starrkörperbewegungen, die bei statisch unterbestimmten Strukturen auftreten, in den linearen Lösungen für dynamische Systeme durchaus enthalten. Dies ist eine wichtige Eigenschaft im Hinblick auf die Simulation von Mechanismen, wie z. B. ungefesselte Vorschubschlitten bei einer Werkzeugmaschine.

Die Rechenzeiten zum Aufstellen und Lösen der Bewegungsgleichungen nehmen mit der Zahl der Freiheitsgrade zu und sind bei FEM-Berechnungen daher im Allgemeinen sehr lang. Um bei sehr großen Systemen die Rechenzeiten zu verkürzen, wird häufig die sog. Superelement- oder Substrukturtechnik angewendet (CRAIG & BAMPTON 1968). Hierbei werden Teilbereiche der Struktur (Substrukturen) durch vorangestellte Rechenschritte kondensiert und in ordnungsreduzierter Form als sog. Superelemente in die Gesamtstruktur eingefügt. Durch dieses Vorgehen wird die Effizienz nachfolgender Simulationsrechnungen drastisch erhöht (siehe Abschnitt 2.2.1.5).

2.2.1.4 Elastische Mehrkörpersysteme

Um nichtlineare Bewegungen von Mehrkörpersystemen mit elastischen Körpern zu simulieren, werden verschiedene Ansätze verfolgt. Eine Übersicht ist z. B. bei SCHWERTASSEK & WALLRAPP (1999) zu finden. Die meisten Ansätze basieren auf der Synthese von geometrisch nichtlinearen Referenzbewegungen körperfester Bezugssysteme und linear-elastischen Verformungen der Körper. Dies führt zu hybrid beschaffenen Modellen mit MKS- und FEM-Funktionalität. Die elastischen Körper werden dabei als FEM-Substrukturen modelliert und entweder direkt oder über einen Rayleigh-Ritz-Ansatz in das MKS eingebunden.

Bei der direkten Einbindung von FEM-Substrukturen werden die Knotenverschiebungen in kartesischen Koordinaten relativ zum bewegten Bezugssystem angegeben. Die mit der FEM erzeugten Massen-, Steifigkeits- und gegebenenfalls Dämpfungsmatrizen der elastischen Körper werden auf diese Weise direkt in die Bewegungsgleichungen des MKS integriert. Die hohe Zahl von Freiheitsgraden, die mit den FEM-Strukturen ins MKS übernommen werden, führt in Verbindung mit der nichtlinearen Darstellung jedoch zu derart hohen Rechenzeiten, dass dieses Vorgehen in der Regel nur praktikabel ist, wenn nur ein oder wenige Körper elastisch modelliert werden sollen.

Deutlich effizienter ist in dieser Hinsicht die Linearisierung der elastischen Verformungen entsprechend einem Rayleigh-Ritz-Ansatz (BREMER & PFEIFFER 1992). Dabei werden verallgemeinerte Koordinaten eingeführt, welche die elastischen Verformungen durch ortsabhängige Ansatzfunktionen beschreiben. Im Allgemeinen genügt eine im Vergleich zu den kartesischen Koordinaten der FEM-Struktur sehr niedrige Anzahl

verallgemeinerter Koordinaten, um die elastischen Verformungen zu approximieren, was zu numerisch erheblich effizienteren Darstellungsformen führt. Diese Vorgehensweise entspricht im Prinzip der bei der Berechnung großer FEM-Modelle angewendeten Substrukturtechnik (siehe Abschnitte 2.2.1.3 und 2.2.1.5).

Alternativ zu den hybriden Verfahren mit bewegtem Bezugssystem verfolgen neuere Arbeiten die MKS-Simulation von großen Verformungen auf Basis von verallgemeinerten nichtlinearen FEM-Formulierungen. Hierzu werden absolute Knotenkoordinaten eingeführt, welche die Knotenverschiebungen und -verdrehungen direkt im Inertialsystem darstellen. Die darauf aufbauenden Elementformulierungen erlauben die Simulation nichtlinear elastischer (hyperelastischer) Verformungen (SHABANA 1996) und erscheinen auch vielversprechend im Hinblick auf die Simulation von Führungsbewegungen mit beliebig großem Starrkörperanteil. Derzeit sind zahlreiche wissenschaftliche Aktivitäten zur Übertragung des anfänglich auf Balkenelemente angewendeten Ansatzes auf die breite Auswahl der bisher bekannten FEM-Elementformulierungen zu beobachten. Ein Überblick über die aktuellen Entwicklungen dieser Simulationstechnologie findet sich bei YOO U. A. (2006).

2.2.1.5 Ordnungsreduktion

Die Modellierung elastischer Strukturen mit der FEM führt zu sehr großen Gleichungssystemen, deren Lösung extrem zeitaufwändig ist. Die hohen Rechenzeiten vervielfachen sich zudem bei iterativen Optimierungsrechnungen oder Simulationen im Zeitbereich proportional zur Zahl der Iterationen bzw. simulierten Zeitschritte. Dies ist insbesondere bei der Verwendung von FEM-Modellen zur Beschreibung elastischer Mehrkörpersysteme oder der Regelstrecken von Regelungssystemen problematisch. Auf den Gebieten der Struktur- und Mehrkörpermechanik sowie der Regelungstechnik wurden aber verschiedene Verfahren entwickelt, um große Simulationsmodelle in der Ordnung zu reduzieren und somit Rechenzeiten zu verkürzen. Dabei wird ausgehend von den gegebenen Bewegungsgleichungen ein Gleichungssystem derselben Form berechnet, dessen Koeffizientenmatrizen eine deutlich kleinere Dimension haben und so eine erheblich schnellere Lösung des Gleichungssystems erlauben. Bei der Ordnungsreduktion sollten die wesentlichen Systemeigenschaften wie Stabilität, Passivität, Steuerbarkeit, Beobachtbarkeit etc. erhalten bleiben.

Die klassischen Verfahren zur Ordnungsreduktion von FEM-Modellen basieren auf einer Kondensation der Steifigkeitsmatrix oder auf der Überlagerung von Eigenmoden. Die auf dynamische Systeme erweiterte statische Kondensation nach GUYAN (1965) bildet das statische Verhalten der Struktur in einer reduzierten Steifigkeitsmatrix exakt ab. Dieses Verfahren erzeugt allerdings gemischte Massen- und Steifigkeitsterme in der Massenmatrix und belegt daher die Eigenwerte und -vektoren des dynamischen Systems mit großen, nicht quantisierbaren Fehlern.

Eine geeignete Approximation des dynamischen Verhaltens liefern dagegen die modalen Verfahren, welche die Reduktion von Freiheitsgraden im modalen Koordinatenraum nach der Lösung des Eigenwertproblems (siehe Abschnitt 4.2) durchführen (HURTY 1965, CRAIG & BAMPTON 1968). Hierbei werden die orthonormierten Eigenvektoren (dynamische Moden) der Originalstruktur berechnet und als räumliche Deformationskoordinaten (verallgemeinerte Koordinaten) verwendet. Die tatsächlichen

Strukturverformungen entstehen somit durch Überlagerung von Eigenvektoren, was als modale Synthese bezeichnet wird. Da für die verallgemeinerte Koordinatenbasis nur eine beschränkte Anzahl (Ordnungsreduktion) der dynamischen Moden verwendet wird, kann das statische Verhalten des reduzierten Systems mit einem signifikanten Fehler behaftet sein, der den statischen Residuen der nicht berücksichtigten Moden entspricht. Um diesen Fehler zu minimieren, können der verallgemeinerten Basis zusätzliche dynamische Korrekturmoden hinzugefügt werden, die durch Rekonstruktion der vernachlässigten Moden berechnet werden (CRAIG & NI 1989). Eine vollständige Kompensation des statischen Fehlers ist im Allgemeinen jedoch nicht möglich, da hierfür sämtliche Eigenwerte und -vektoren des Originalsystems berechnet werden müssten, was insbesondere bei großen Systemen unwirtschaftlich ist. Aus demselben Grund ist bei den modalen Verfahren auch eine Angabe des durch die Ordnungsreduktion erzeugten Fehlers nicht möglich.

Bei der Anwendung der modalen Synthese zur Simulation von Substrukturen (engl. Component Mode Synthesis) in großen FEM-Modellen oder elastischen MKS müssen bei der Bestimmung der Eigenvektoren zudem die Randbedingungen berücksichtigt werden, welchen die Substruktur im MKS unterliegt (HURTY 1965, CRAIG & BAMP-TON 1968). Bei konzentrierter Krafteinleitung (Gelenkreaktionen oder äußere Kräfte) oder ungünstigen Steifigkeitsverhältnissen treten lokale Verformungen auf, die durch die Eigenvektoren in den betrachteten unteren Frequenzbändern im Allgemeinen nicht beschrieben werden. Diese Effekte können näherungsweise durch zusätzliche statische Korrekturmoden berücksichtigt werden, die den statischen Verformungen unter den gegebenen Randbedingungen entsprechen und auf Einheitsverschiebungen bzw. Einheitslasten normiert sind.

Im Bereich der Regelungstechnik wurden ebenfalls modale Ansätze entwickelt, um große Streckenmodelle in der Ordnung zu reduzieren. Insbesondere ist hier das Verfahren nach LITZ (1979) zu nennen, das aufbauend auf den Arbeiten von DAVISON (1966) und CHIDAMBARA (1969) die Auswahl der wesentlichen Eigenwerte anhand von Dominanzmaßen vorsieht. Im Gegensatz zu den Verfahren der Strukturmechanik, bei denen die Bewegungsgleichungen in Form von gewöhnlichen Differenzialgleichungssystemen zweiter Ordnung mit Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrix vorliegen, wird in der Regelungstechnik üblicherweise eine transformierte Darstellung der Bewegungsgleichungen in Zustandsraumkoordinaten verwendet (vgl. Abschnitt 6.5.1). Dies sind Differenzialgleichungssysteme erster Ordnung, die zur modalen Zerlegung in die Jordan'sche Normalform transformiert werden. Die Modenauswahl erfolgt auf Basis einer Dominanzanalyse, bei der die Eigenwerte durch ein- und ausgangsgewichtete Dominanzindizes bewertet werden. Dieses Vorgehen ermöglicht die Berechnung von Minimalordnungen, da auch unwesentliche Zustandsvariablen innerhalb der betrachteten Frequenzbereiche erkannt und eliminiert werden. Auch hier führt jedoch der modale Ansatz zu Fehlern im Stationärverhalten, die nur für Systeme begrenzter Ordnung bemessen und durch Modenrekonstruktion kompensiert werden können.

In jüngerer Zeit fanden sich im Bereich der Regelungstechnik verschiedene neue Ansätze zur Modellreduktion, die auf der Singulärwertzerlegung (vgl. GOLUB & VAN LOAN 1996) oder dem Momentenabgleich von Impulsantworten (vgl. FREUND 2003) basieren und die wünschenswerten statischen und dynamischen Eigenschaften zu ei-

nem großen Teil erfüllen. Bei den Verfahren mit Singulärwertzerlegung erfolgt die Entscheidung über den Grad der Approximation eines Systems durch ein System niedriger Ordnung anhand von Normen (Hankel-Singulärwerte). Der besondere Vorteil dieser Verfahren ist, dass für den Approximationsfehler eine a priori berechenbare obere Schranke angegeben werden kann, die sich zur voll automatischen Berechnung von reduzierten Modellen nutzen lässt. Allerdings sind die Verfahren numerisch sehr aufwändig, weshalb sie üblicherweise nur für Systeme von wenigen hundert Freiheitsgraden verwendet werden können. Dagegen können mit den Momentenabgleich-Techniken sehr hochdimensionale Systeme behandelt werden. Allerdings ist bei diesen Verfahren wiederum keine globale Fehlerabschätzung möglich, weshalb die Ordnung des reduzierten Modells u. U. von Hand eingestellt werden muss. Aktuell werden insbesondere auch kombinierte Verfahren, welche die positiven Eigenschaften von Singulärwertzerlegungen und Momentenabgleichsverfahren vereinen, entwickelt (ANTOULAS U. A. 2001).

2.2.2 Berechnung der Maschinengestelle

Die Einsparung von Material im Bereich des Maschinengestells wird nicht nur aus Kostengründen angestrebt, sondern bietet auch technische Vorteile. Die optimale Gestaltung des Maschinengestells hinsichtlich geringer bewegter Massen und zugleich hoher Steifigkeit ist Voraussetzung für ein gutes dynamisches Verhalten der Werkzeugmaschinen. Nicht zuletzt durch den zunehmend intensiven Einsatz von numerischen Simulationswerkzeugen hat sich die Struktur von Werkzeugmaschinenstellen in den vergangenen Jahrzehnten zu leichteren Bauweisen hin verändert.

Für erste Versuche zur Berechnung des Verformungsverhaltens von Werkzeugmaschinen wurden Modelle mit starren Körpern entwickelt (UMBACH 1961, WITEK 1977). Diese Modelle waren der Leistungsfähigkeit der damals verfügbaren Rechentechnik angepasst, erforderten aber ein hohes Maß an Erfahrung, um das Gesamtverhalten der Maschine mit guter Näherung wiederzugeben. Wesentliche Aspekte dieser Modellbildung sind die geeignete Wahl der Modellordnung bei der Diskretisierung des Systems sowie die Anpassung der Bindungsparameter durch Korrekturfaktoren, um neben den Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Verbindungselemente selbst auch deren Einbaubedingungen und lokale, durch den Starrkörperansatz vernachlässigte, Struktur- elastizitäten zu berücksichtigen. Quantitative Aussagen sind mit diesen Modellen in der Regel erst nach einer Parameteranpassung mit Hilfe von experimentellen Untersuchungen möglich. Heute wird der Starrkörperansatz für überschlägige Analysen von Maschinenkonzepten verwendet (ALBERTZ 1995, WEIKERT 2000, WEIKERT & KNAPP 2000). Für diese Konzeptstudien werden nur die groben Dimensionen der Gestellkörper sowie die Orte und die Art der Bindungen festgelegt. Massen und Steifigkeiten der einzelnen Bauteile werden hierbei geschätzt.

Als erste Ansätze zur Berücksichtigung der elastischen Eigenschaften von Gestellkörpern wurden Balkenmodelle verwendet (COWLEY 1972, KOCH & AUGUSTYNOWICZ 1987). Die damit verbundenen stark abstrahierten Darstellungen der Werkzeugmaschinenestelle ermöglichten qualitative Berechnungen für einfache Strukturen, reichen aber nicht aus, um die Verformungen komplex gestalteter Bauteile genau abzubilden.

Die Berechnung komplexer elastischer Strukturen wurde durch die FEM möglich, die neben Balkenelementen auch Formulierungen für zwei- und dreidimensionale Strukturen bereitstellte. Jedoch war der Einsatz der FEM anfänglich nur zur Analyse des statischen Verformungsverhaltens von einzelnen Bauteilen erfolgreich (NOPPEN 1973, FELTEN 1974, HEIMANN 1977). Mit der Erweiterung der Modelle um Trägheitseigenschaften und der Kopplung der Teilmodelle durch Feder- und Dämpfungselemente wurden jedoch die Grundlagen zur Berechnung des dynamischen Verhaltens ganzer Maschinen ausgearbeitet (FINKE 1977). Die Modelle der vorwiegend dünnwandigen Gestellstrukturen wurden fast ausschließlich aus zweidimensionalen Schalenelementen aufgebaut, da sich diese Elemente durch höhere Recheneffizienz und -genauigkeit zugleich auszeichnen. Durch den enormen Leistungszuwachs der digitalen Rechen-technik sind heute auch fein diskretisierte Modelle mit dreidimensionaler Elementtopologie zu akzeptablen numerischen Kosten berechenbar, doch hat sich die Modellierung von Werkzeugmaschinen-Gestellstrukturen mit einem überwiegenden Anteil von Schalenelementen auf Grund der technischen und wirtschaftlichen Vorteile dieser Elemente bis heute bewährt (ALBERTZ 1995, SCHNEIDER 2000).

Ein wichtiger Forschungsschwerpunkt war in der Folge die Beschleunigung des arbeitsintensiven, weitgehend manuellen Prozesses zur Erstellung der FE-Modelle. Hierbei entstanden erste FEM-Präprozessoren zur graphisch-interaktiven Erzeugung von FE-Netzen (HEINRICHS 1981, HELPENSTEIN 1983), die auch die einfache Modifizierbarkeit von bereits erstellten, vor allem topologisch komplexen Netzstrukturen verfolgten (BAUER 1991). Seither haben kommerzielle Softwaresysteme in diesem Bereich einen enormen Zuwachs an Funktionalität, Leistungsfähigkeit und Bedienkomfort verzeichnet und stellen durch ihre dynamische Funktionalität zur 3D-Geometrieerzeugung, -aufbereitung und -vernetzung sowie Schnittstellen zur Weiterverarbeitung von 3D-CAD-Daten den heutigen Stand der Technik dar (SCHNEIDER 2000).

Von grundlegender Bedeutung für die Simulation von Baugruppen ist die Kenntnis der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften von Fügestellen und Verbindungselementen. Bei Werkzeugmaschinen sind dies typischerweise Schraubverbindungen sowie gleit- oder wälzgelagerte Linearführungen. Während die Bestimmung von realistischen Steifigkeitswerten durch theoretische Betrachtungen der Kontakt- und Einbauverhältnisse oder durch Messungen im Allgemeinen recht gut gelingt (ALBERTZ 1995), unterliegt die Dämpfung verschiedenen schwer selektier- und quantifizierbaren Einflüssen, wie z. B. die Beschaffenheit der Kontaktflächen, der Montagezustand, die Schmierung oder die Temperatur, und war daher bislang weder einer allgemeingültigen analytischen Beschreibung noch einer reproduzierbaren experimentellen Ermittlung zugänglich (GROBMAN 1991).

Die Ersatzsteifigkeiten von Schraubverbindungen können heute auf Grund experimentell und analytisch ermittelter Modellbeschreibungen (PLOCK 1972, SCHAIBLE 1976, PETUELLI 1983) in Abhängigkeit der Geometrie, des Materials, der Vorspannkkräfte, der Oberflächenqualität sowie der Viskosität etwaiger Zwischenmedien (Öle) ausreichend genau berechnet werden (ALBERTZ 1995). Auch für Gleitführungen wurden entsprechende Modelle entwickelt (PETUELLI 1983), jedoch beinhalten diese eine Reihe von teilweise unbekanntem oder stark streuenden Eingangsgrößen, wie z. B. Vorspannung, Auflagefläche, Zwischenmedium, Verteilung der Flächenpressung sowie Schwingungsfrequenz und -amplitude. Für Gleitführungen empfiehlt sich daher die

experimentelle Parameterermittlung an Maschinen mit vergleichbaren Führungselementen (ALBERTZ 1995). Einfacher sind die Verhältnisse bei Wälzführungen. Hierbei handelt es sich meist um modulare Zulieferteile, deren Steifigkeiten weitgehend konstant und unabhängig von den Einbaubedingungen sind. Im Regelfall werden Steifigkeitskennlinien des Führungssystems für vertikale und laterale Belastungen vom Hersteller durch Zugversuche ermittelt und bereitgestellt. Alternativ lässt sich die Steifigkeit dieser Systeme über die Hertz'sche Flächenpressung im Wälzkontakt des Führungssystems mit guter Genauigkeit berechnen (SCHNEIDER 1991, ISPAYLAR 1997).

Im Umgang mit der Dämpfungsproblematik sind grundsätzlich zwei Vorgehensweisen möglich. Sofern die Modellbildung die Simulation eines bereits realisierten Systems verfolgt, kann ein Abgleich der Dämpfungsparameter mit Messdaten des physikalischen Systems durchgeführt werden. Dazu werden Dämpfungseffekte zunächst mit unbekanntem Dämpfungswerten modelliert und anschließend das Systemverhalten des Modells durch Parametervariation iterativ an die messtechnisch ermittelten Gegebenheiten angeglichen (LAMMENS 1995, NEBELING 1998). Dieser Prozess ist sehr zeitintensiv, erfordert große Sachkenntnis und setzt eine teure Messtechnik- und Softwareausstattung voraus (SCHNEIDER 2000). Als praktikabler hat sich daher eine andere Vorgehensweise erwiesen. Hierbei wird zunächst ein konservatives System modelliert, d. h. es wird noch keine Dämpfung berücksichtigt. Diese wird dem System erst nach Übergang auf verallgemeinerte Koordinaten mittels einer Modaltransformation (siehe Abschnitt 4.2) als globales (modales) Dämpfungsmaß hinzugefügt (siehe Abschnitt 4.3). Dieser Dämpfungsansatz ist für Systeme mit schwacher und zur Masse und Steifigkeit annähernd proportional verteilter Dämpfung eine zulässige Näherung und hat sich daher gerade bei Werkzeugmaschinen gut bewährt (SUMMER 1986, KIRCHKNOPF 1989, EUBERT 1992, ALBERTZ 1995). Der besondere Vorteil dieser Methode liegt darin, dass modale Dämpfungsmaße auf Basis von Erfahrungswerten gut geschätzt werden können (ALBERTZ 1995). Ungenaue modale Dämpfungswerte führen dabei zu betragsmäßigen Fehlern im Resonanzverhalten, die Lage der Eigenfrequenzen und die Schwingungsformen bleiben davon aber unbeeinflusst.

Die FEM stellt heute im gesamten Maschinenbau ein Standardverfahren für strukturmekanische Berechnungen dar. Sie wird gerade bei Werkzeugmaschinen erfolgreich zur Auslegung und Optimierung der Gestellstrukturen eingesetzt.

2.2.3 Simulation der Antriebssysteme

Für eine stabile und genaue Regelung der Vorschubachsen mit einem möglichst breiten Frequenzband müssen die Antriebsstränge möglichst hohe statische und dynamische Steifigkeiten sowie hohe Eigenfrequenzen aufweisen (PRITSCHOW 1996). Zur rechnerischen Beurteilung der regelungstechnischen Eigenschaften von Vorschubantrieben werden Antriebsstrangmodelle benötigt, die das Übertragungsverhalten der Regelstrecke zwischen Motor und Messsystem hinreichend genau abbilden. Je nach Komplexität des Übertragungssystems werden dazu unterschiedliche Modellierungsansätze verwendet.

Für Systeme mit nur einer ausgeprägten Eigenfrequenz wird häufig ein Ersatzsystem mit zwei elastisch gekoppelten Massen betrachtet. Dadurch entsteht ein einfaches

Gleichungssystem zweiter Ordnung mit genau einer Eigenfrequenz, das meist ausreichend genau ist und auf einfache Weise parametrierbar werden kann (EUBERT 1992). Im Allgemeinen treten in den mechanischen Übertragungssystemen von Werkzeugmaschinen jedoch mehr als eine Eigenfrequenz auf, so dass entsprechend der Anzahl dieser Eigenfrequenzen weitere Elastizitäten berücksichtigt und Mehrmassen-Systeme modelliert werden müssen (KÜÇÜKAY 1987, LASCHET 1988, SCHULZ U. A. 1999). Die Diskretisierung erfolgt dabei an den Stellen konzentrierter Elastizität, z. B. den Verbindungselementen (Lager, Kupplung, Zahnriemen, Kugelgewindtrieb etc.), die als masselos betrachtet und mit Feder- und Dämpferelementen modelliert werden. Die massebehafteten Körper (Motorwelle, Kugelgewindespindel, angetriebene Mutter, Schlitten etc.) werden als ideal starr betrachtet. Lange Spindeln, die nicht als torsionsstarr angenommen werden können, werden gegebenenfalls mit zwei oder mehr elastisch gekoppelten Teilstücken modelliert. Bei Getriebestufen und Kugelgewindtrieben müssen neben der Elastizität der übertragenden Elemente (Riemen, Umlaukugeln) die Übersetzungsverhältnisse berücksichtigt werden.

Je nach Gestaltungsvariante des Antriebsstrangs (vgl. Bild 5 und Bild 6) besitzen die einzelnen Massen rotatorische und/oder translatorische Freiheitsgrade. Häufig werden diese Systeme jedoch als einfache Torsions- oder Translations-Schwingerketten modelliert, indem die translatorisch bewegten Massen (m) in äquivalente Massenträgheitsmomente (J) umgerechnet werden oder umgekehrt (HAMANN U. A. 1993, PAPIERNIK 1996). Das Prinzip eines Torsionsschwingermodells ist in Bild 12 dargestellt.

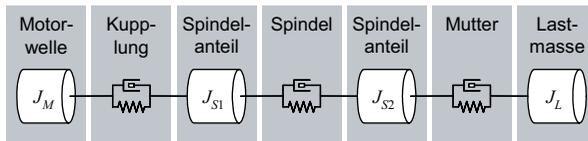


Bild 12: Torsionsschwingermodell eines mechanischen Übertragungssystems

Im Fall eines Kugelgewindtriebes ergibt sich durch die Gewindesteigung eine Aufteilung des Kraftflusses in einen Momenten- und einen Axialkraftfluss. Dieser Zusammenhang wird durch verzweigte Mehrmassenmodelle mit einem Torsions- und einem Translationszweig berücksichtigt (KOTINA 1994, GROßMANN & ARNDT 2000, BÜRCEL 2001, ARNDT 2001, PRITSCHOW U. A. 2003B). Der Torsionszweig enthält dabei die Trägheitsmomente und Torsionssteifigkeiten, der Translationszweig die Massen und Axialsteifigkeiten. Das Motormoment wird somit über den Torsionszweig an den Kugelgewindtrieb übertragen und dort durch eine kinematische Bedingung (Gewindesteigung P) in eine über den Translationszweig am Axiallager abgestützte Vorschubkraft gewandelt. Der kinematische Zusammenhang (Schraubung) zwischen dem translatorischen und rotatorischen Freiheitsgrad x bzw. φ des Kugelgewindtriebes lautet:

$$x = \frac{P}{2\pi} \varphi \quad (1)$$

Bild 13 zeigt das Prinzip eines verzweigten Mehrmassenmodells für ein System mit direkt angetriebener Kugelgewindspindel.

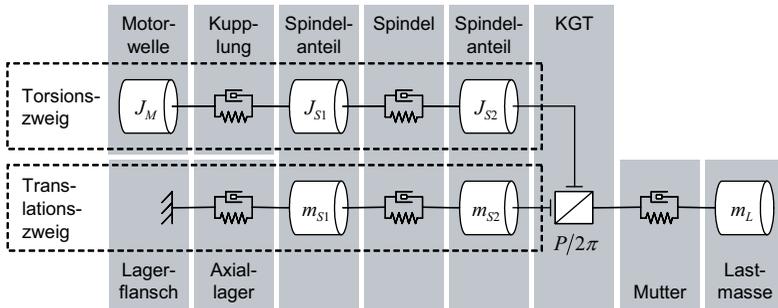


Bild 13: Mehrmassenmodell mit Torsions- und Translationszweig für ein Übertragungssystem mit direkt angetriebener Kugelgewindespindel

Daneben können Übertragungssysteme auch als starre MKS modelliert werden. Die Bewegungen der einzelnen Körper werden dann mit bis zu sechs Freiheitsgraden beschrieben, wobei die Massen und Trägheitsmomente als Trägheitstensoren dargestellt werden. Dies ist vor allem bei der Simulation von Parallelkinematiken notwendig, da die Übertragungsglieder dieser Systeme bei Positionierbewegungen der Arbeitsplattform ihre Orientierungen im Raum verändern (PRITSCHOW U. A. 1999).

Da die Modellordnung von Starrkörpersystemen die Zahl der möglichen Eigenfrequenzen und qualitativ auch die zugehörigen Eigenformen determiniert, müssen diese a priori, zumindest näherungsweise, bekannt sein, um eine sinnvolle Diskretisierung des Systems vornehmen zu können. Dementsprechend ist die quantitative Darstellung einer Regelstrecke durch ein Modell niedriger Ordnung zumeist erst nach einem experimentellen Parameterabgleich möglich.

Um die Eigenfrequenzen auf deduktivem Weg mit höherer Genauigkeit berechnen zu können, wurden für Antriebsstrukturen problemorientierte Modellierungsansätze auf Basis der FEM entwickelt. Erste Implementierungen mit Elementtypen, wie Wellen, Welle-Nabe-Verbindungen, Stirnrad-, Schneckenrad- und Riemenstufen, Wälzlager etc., wurden zur Berechnung von Getriebestrukturen entwickelt (MÜLLER 1980, SUMMER 1986). Mit der Erweiterung dieser Elementbibliothek um parametrierbare Elemente für Kugelgewindetribe (SIMON 1986, EUBERT 1988 & 1992) entstand ein leistungsfähiges Werkzeug zur Berechnung der Vorschubantriebe von Werkzeugmaschinen. Wesentlicher Vorteil dieser Modellierung ist die präzise Abbildung der elastischen und kinematischen Eigenschaften der Kugelgewindetribe durch eine singuläre Steifigkeitsmatrix, die durch die detaillierte Betrachtung der Hertz'schen Verformungen in den Umlaufkugel-Gewinderillen-Kontakten bestimmt ist. Durch die Formulierung der Steifigkeitsmatrix in allen sechs Raumfreiheitsgraden werden sowohl die gekoppelten Torsions- und Translationsschwingungen des Übertragungssystems als auch die Biegeschwingungen der Gewindespindel realistisch dargestellt. Damit wird die Berechnung der Eigenfrequenzen und Eigenformen eines Antriebsstrangs anhand von Konstruktionsdaten mit der theoretisch größtmöglichen Genauigkeit gewährleistet. Die FEM-basierten Antriebsstrangmodelle (Bild 14) wurden neben strukturmechanischen und regelungstechnischen Analysen (ZELLER 1997 & 2002) auch zur Auslegung von

Zustandsreglern (EUBERT 1992) und zum Entwurf von Zustandsbeobachtern (SEEHUBER 1994) verwendet. Diese Anwendungen erfordern äußerst genaue Modelle der Regelstrecke. In den genannten Arbeiten wurden mit den FEM-Modellen Bewegungsgleichungen im Zustandsraum beschrieben und mit dem Verfahren nach LITZ (1979, Abschnitt 2.2.1.5) in der Ordnung reduziert.

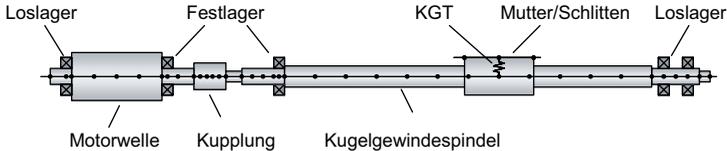


Bild 14: FEM-Modell eines direkt angetriebenen Kugelgewindetriebes (nach SIMON 1986 und EUBERT 1988)

2.2.4 Simulation von Gesamtmaschinen

Wie in Abschnitt 2.1.4 dargestellt, werden bei Werkzeugmaschinen mit gewichtsoptimierten Gestellstrukturen zunehmend Eigenfrequenzen beobachtet, die sowohl von Elastizitäten des Maschinengestells als auch der Antriebsstränge geprägt sind. Die rechnerische Darstellung der Regelstrecken erfordert in diesen Fällen ein integriertes, strukturelastisches Modell dieser beiden Teilsysteme. Im Fall von Linear-Direktantrieben sind die Regelstrecken sogar ausschließlich durch das Gestellverhalten zu beschreiben. Infolge der Schwingungen im Maschinengestell kann es darüber hinaus zu einem Übersprechen zwischen den Antriebsregelkreisen der Maschine kommen. Für die simulationstechnische Behandlung dieser Fälle wurden sowohl starre und elastische MKS-Methoden als auch die FEM untersucht.

Erste Ansätze zur Berechnung der Regelbarkeit von Linear-Direktantrieben basierten auf Starrkörpersystemen (FAHRBACH 1999). Auf Grund der niedrigen Systemordnung werden Verformungen der Gestellkörper durch diese Modelle nicht abgebildet. Allerdings kann der Einfluss bestimmter lokaler Elastizitäten, z. B. der Halterungen von Messsystemen, auf die Regelung durchaus simuliert werden, wenn diese a priori bekannt sind und bei der Diskretisierung des Systems berücksichtigt werden. Darüber hinaus wurde der Starrkörperansatz auch zur Simulation von Maschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben untersucht (WEIKERT 2000, WEIKERT & KNAPP 2000). Die Nachbildung der mechanischen Übertragungsglieder im MKS-Modell des Maschinengestells ermöglicht es, in einem begrenzten Frequenzbereich Wechselwirkungen zwischen dem Gestell und den Antriebssträngen zu simulieren. Diese Starrkörpermodelle werden z. B. erfolgreich zur Abschätzung der räumlichen Steifigkeitsverhältnisse von Maschinenkonzepten in Bezug auf geforderte Beschleunigungslasten genutzt. Hierbei werden die bei Positionierbewegungen und Bahnfahrten auftretenden räumlichen Bahnabweichungen des Tool Center Points simuliert und davon abhängig die Anordnung der Vorschubachsen und die grobe Dimensionierung der Maschine optimiert.

Um den Einfluss von Strukturnachgiebigkeiten auf die Regelung der Antriebe zu simulieren, ist der Einsatz der FEM erforderlich (BIANCHI U. A. 1996, ZÄH & OERTLI 2004c). Eine fundierte und umfassende Arbeit zur gekoppelten Simulation des Strukturverhaltens und der Antriebsregelung unter Verwendung von FEM-Modellen wurde von BERKEMER (2003) vorgelegt. Das dort beschriebene Verfahren basiert auf der modalen Ordnungsreduktion von Strukturmodellen vollständiger Maschinengestelle, wobei sowohl Eigenmoden als auch Starrkörpermoden berücksichtigt werden. Darüber hinaus werden auch Rekonstruktionen der vernachlässigten Moden zur Minimierung des stationären Reduktionsfehlers genutzt. Die Regelungsalgorithmen werden in der Darstellungsform der mechanischen Bewegungsgleichungen als gewöhnliche Differenzialgleichungssysteme zweiter Ordnung formuliert und innerhalb des FEM-Systems unter Berücksichtigung der Lage-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsrückführungen mit dem ordnungsreduzierten FEM-Modell gekoppelt. Gegenstand der Untersuchungen war in diesem Fall das Verhalten von Werkzeugmaschinen mit Linear-Direktantrieben, wobei auch Hinweise zur Modellierung der Übertragungssysteme von elektromechanischen Antrieben gegeben werden. Diese beschränken sich allerdings auf rein kinematische Koppelbedingungen zur Darstellung der Übersetzungsverhältnisse in Übertragungssystemen ohne Berücksichtigung des strukturellen Aufbaus.

Bisher bekannte Ansätze zur integrierten FEM-Modellierung von Gestell- und Antriebsstrangstrukturen basieren auf der Modellierung der Antriebsstränge mit den konzentrierten Massen- und Federelementen konventioneller FEM-Systeme (HAMANN U. A. 2003, KEHL 2004). Die Modellbildung ist dabei analog zu den in Bild 12 und Bild 13 dargestellten Ansätzen. Man erhält damit ein Mehrmassensystem in der Beschreibungsform eines FEM-Modells, das auf einfache Weise mit dem FEM-Modell des Maschinengestells gekoppelt werden kann.

Hinsichtlich einer detaillierten FEM-Modellierung der Antriebsstrukturen stellt sich das Problem, dass konventionelle FEM-Programmsysteme keine geeigneten Elementformulierungen für Kugelgewindetriebe bieten, wie sie z. B. für das in Abschnitt 2.2.3 (Bild 14) erwähnte antriebsspezifische FEM-System von SIMON (1986) und EUBERT (1988 & 1992) entwickelt wurden. Somit können die elastischen und kinematischen Verhältnisse im Umlaufkugel-Gewinderillen-System nicht genau abgebildet und die daraus resultierende Kraft-/Momenten-Beanspruchung des Übertragungssystems nicht realitätsgetreu simuliert werden. Die Kopplung detaillierter FEM-Modelle von Antriebssträngen und Gestellstrukturen stellt deshalb ein bislang noch nicht gelöstes Problem dar.

Lineare FEM-Modelle beschreiben die um einen Betriebspunkt linearisierten Bewegungen der Maschine. Dabei werden sowohl elastische Verformungen der Struktur als auch Starrkörperbewegungen der Vorschubschlitten berücksichtigt. Bei einer ordnungsgemäß im linearen Bereich arbeitenden Regelung darf angenommen werden, dass die Regeldifferenzen klein sind und sich daher auch die Regelstrecke linear verhält (FÖLLINGER 1994). Für eine Regelungssimulation zum Zweck des Reglerentwurfs sowie der Analyse und Optimierung der Systemdynamik genügt deshalb die Berechnung der um einen Betriebspunkt linearisierten Bewegungen. Somit ist die FEM eine geeignete Beschreibungsmethode für das im Hinblick auf eine Regelungssimulation relevante Strukturverhalten (BERKEMER 2003). Dennoch kann das dynamische Verhalten einer Maschine mehr oder weniger stark vom Betriebspunkt im Arbeitsraum ab-

hängen. Für jede zu untersuchende Position der Vorschubschlitten ist somit eine eigene Konfiguration des FEM-Modells erforderlich. Die flexible Handhabung von FEM-Modellen im Hinblick auf die Variation des Betriebspunktes ist ein Gesichtspunkt, der von verfügbaren FEM-Programmsystemen bislang nicht ausreichend berücksichtigt wird. Dies ist eine allgemeine Einschränkung beim Einsatz der FEM zur Simulation des dynamischen Verhaltens von Maschinen mit bewegten Baugruppen.

Zur Simulation von geometrisch nichtlinearen Bewegungen werden Ansätze auf Basis elastischer MKS verfolgt. Im Gegensatz zu den FEM-basierten Vorgehensweisen, die für die regelungstechnische Analyse und Optimierung von Systemen entwickelt wurden und daher überwiegend für Berechnungen im Frequenzbereich eingesetzt werden, zielen die Verfahren mit einem MKS-Modell auf die Simulation im Zeitbereich, wobei hier meist die Analyse der unter spezifischen Bewegungsanforderungen erreichbaren dynamischen Bahngenauigkeit die zentrale Frage darstellt. Eine umfassende Darstellung zur MKS-Simulation von CNC-geführten Bewegungen bei Werkzeugmaschinen findet sich beispielsweise bei WEIßENBERGER (2001). Hinsichtlich der Modellierung elastischer Körper mit einem Rayleigh-Ritz-Ansatz besteht bei Werkzeugmaschinen eine besondere Problematik, da die Bindungsreaktionen an Linearführungen nicht ortsfest sind und Korrekturen der Zwangsverformungen durch zusätzliche statische Moden (Zwangsmoden) an sämtlichen Knoten der Führungsbahn vorgenommen werden müssen. Der Aufbau von elastischen MKS-Modellen stellt sich bei Werkzeugmaschinen aus diesem Grund deutlich komplexer dar, als z. B. im Bereich der Robotik, wo überwiegend Drehgelenke zu berücksichtigen sind. BAUDISCH (2003) schlägt aus diesem Grund ein werkzeugmaschinenspezifisches Datenmanagementkonzept vor, das den Aufbau der komplexen Simulationsmodelle mit FEM-, MKS- und Regelungsfunktionalität unterstützen soll. Auch QUEINS (2005) untersuchte die Möglichkeiten zur Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen auf Basis von MKS-Modellen. Simulationen mit starren und elastischen Körpern zeigten dabei, dass gerade bei hochdynamischen Maschinen mit gewichtsoptimierten bewegten Komponenten die Vernachlässigung der Bauteilelastizitäten nicht zulässig ist und die genaue Kenntnis der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Bindungen erfolgreichen Simulationen vorausgesetzt sind. Zur Berechnung von geregelten Bewegungen wurde der MKS-Solver mit einer Regelkreissimulation gekoppelt. Allerdings beschränkten sich die durchgeführten Simulationen auf kleine Verfahrenswege, da die Elastizität der Körper nach dem Verfahren von CRAIG & BAMPTON (1968) durch modal reduzierte Substrukturen berücksichtigt und die Strukturverformungen somit in linearisierter Form dargestellt wurden. Weitere Arbeiten befassen sich speziell mit der Modellierung der wandernden Kraftübertragung an Linearführungssystemen (z. B. ZÄH & SIEDL 2005, HOFFMANN & BRECHER 2006) oder verwenden die MKS-Funktionalität zur Einstellung des Betriebspunktes für einen nachfolgenden Linearisierungsschritt. Hinsichtlich der Modellierung von Antriebssystemen mit Kugelgewindetrieb fehlen, analog zur FEM, auch bei der MKS-Methode geeignete Modelle, mit denen das elastische und kinematische Verhalten des Umlaufkugel-Gewinderillen-Systems präzise dargestellt werden kann. Die konventionellen Programmsysteme bieten auch hier lediglich ideal-kinematische Schraubgelenke zur Kopplung der Gewindespindel mit der Mutter.

2.3 Zusammenfassung und Handlungsbedarf

Werkzeugmaschinen sind heute komplexe mechatronische Systeme, deren dynamisches Verhalten von den Eigenschaften und Wechselwirkungen der Regelung, der Antriebssysteme und des Maschinengestells abhängt. Zur Simulation der geregelten mechatronischen Systeme existieren verschiedene Verfahren, die sich im Wesentlichen durch die Beschreibungsform des mechanischen Systems unterscheiden. Hierzu werden Modellierungsansätze auf der Basis von Starrkörpersystemen, der Finite-Elemente-Methode und elastischen Mehrkörpersystemen verwendet.

Das elastische MKS stellt dabei die umfassendste und vollständigste Beschreibungsform für das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen dar, da Führungsbewegungen und Strukturverformungen gleichzeitig erfasst werden. Allerdings gestaltet sich die Erzeugung der Simulationsmodelle im Vergleich zur FEM erheblich aufwändiger, da über die Modellierung der FEM-Substrukturen hinaus weitere Schritte zur Erzeugung der MKS-Funktionalität notwendig sind. Dabei erfordert insbesondere die Konditionierung der reduzierten Deformationskoordinatensätze zur Erreichung minimaler Modellgrößen und zur Korrektur statischer Fehler eine tief greifende Kenntnis des Verfahrens selbst und umfassende Erfahrung in Bezug auf die anwendungsspezifischen Anforderungen der Simulation von Werkzeugmaschinen.

Andererseits werden bei regelungstechnischen Analysen im Allgemeinen nur lineare Bewegungen um einen Betriebspunkt betrachtet. Dies ist hinreichend, da bei einer funktionierenden und im linearen Bereich arbeitenden Regelung die Regeldifferenzen klein sind (FÖLLINGER 1994). Für die Regulationssimulation genügt daher die Berechnung der im Vergleich zu den Führungsbewegungen kleinen Regeldifferenzen mit linear-elastischen Modellen. Diese enthalten alle Eigenschaften, die zur Analyse der wesentlichen Systemparameter, wie die einstellbaren Reglerbeiwerte und realisierbaren Eckfrequenzen, sowie der mechanischen Ursachen von Bandbreitenbegrenzungen erforderlich sind. Aus diesem Grund wurde die FEM zur Simulation des Strukturverhaltens in Verbindung mit einer Regelung bereits in verschiedenen Arbeiten gegenüber anderen Ansätzen bevorzugt (EUBERT 1992, BIANCHI U. A. 1996, BERKEMER 2003, ZÄH & OERTLI 2004C) und wird auch im Hinblick auf industrielle Anwendungen als geeignetes Verfahren erachtet (GRONBACH 2002, HAMANN U. A. 2003). Darüber hinaus stellt die FEM nach heutigem Stand der Technik im gesamten Maschinenbau ein Standardverfahren für strukturmekanische Berechnungen dar, so dass in Zukunft zunehmend davon ausgegangen werden kann, dass FEM-Modelle von Werkzeugmaschinen-Gestellen ohnehin im Rahmen der Konstruktion erstellt und für Simulationen des antriebstechnischen Verhaltens weiter verwendet werden können.

Handlungsbedarf besteht allerdings hinsichtlich der Modellbildung und Simulation der elektromechanischen Antriebssysteme, insbesondere der Systeme mit Kugelgewindetrieb, innerhalb des strukturelastischen Maschinengestells. Da für die Zukunft der zunehmende Einsatz von Leichtbaustrukturen vorauszusehen ist, muss damit gerechnet werden, dass vermehrt dynamische Wechselwirkungen zwischen Antriebsstrang und Maschinengestell auftreten und bei der Systemauslegung berücksichtigt werden müssen. Die Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen erfordert daher eine integrierte Modellbildung der Regelung, der Antriebsstränge und des Maschinengestells. Dabei bestehen sowohl bei der FEM als auch bei MKS-Verfahren De-

fizite hinsichtlich einer detaillierten Modellierung der Antriebsstrukturen und deren Kopplung mit dem Modell des Maschinengestells. Insbesondere im Fall von Kugelgewindetrieben existieren keine geeigneten Elementformulierungen zur Modellierung der elastischen und kinematischen Verhältnisse zwischen der Gewindespindel und der Mutter. Außerdem ist in Bezug auf die Berechnung verschiedener Betriebspunkte mit der FEM eine einfachere Modifizierbarkeit von bestehenden Baugruppenmodellen zu fordern.

3 Zielsetzung und Vorgehensweise

3.1 Ziel der Arbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein integriertes Verfahren zur Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Antriebssystemen zu entwickeln. Das Verfahren ist zur Analyse von Maschinenentwürfen nach strukturmechanischen und regelungstechnischen Kriterien vorgesehen und soll neben der Berechnung von Reglerparametern auch die Bestimmung der bandbreitenbegrenzenden Eigenfrequenzen und deren Ursachen ermöglichen. Unter Berücksichtigung der mechatronischen Struktur von Werkzeugmaschinen sowie der im vorhergehenden Kapitel diskutierten Ansätze zur Simulation dieser Systeme teilt sich diese Simulationsaufgabe in zwei grundsätzliche Teilschritte auf:

- (1) Modellbildung und Berechnung des mechanischen Systems zur Beschreibung der statischen und dynamischen Übertragungseigenschaften sowie der elastischen Verformungen der Maschinenstruktur
- (2) Modellbildung und Simulation des mechatronischen Gesamtsystems zur Analyse der mit den Antrieben realisierbaren Reglerbandbreiten und der Ursachen von Bandbreitenbegrenzungen

Um die bei Leichtbaukonstruktionen zunehmend zu beobachtenden strukturdynamischen Wechselwirkungen der Gestell- und Antriebsstrukturen zu simulieren, werden diese beiden Teilsysteme durch ein integriertes strukturelastisches Modell repräsentiert (Teilschritt 1). Für die Modellbildung wird die Finite-Elemente-Methode verwendet, da diese die zur Bestimmung der Eigenfrequenzen und Eigenformen anhand von Konstruktionsdaten erforderliche hohe Systemordnung gewährleistet und darüber hinaus zur strukturmechanischen Berechnung von Werkzeugmaschinenstellen bereits weit verbreitet und hinreichend verifiziert ist. Geometrisch nichtlineare Bewegungen werden nicht berücksichtigt, da die zur Systemoptimierung erforderlichen strukturmechanischen Berechnungen und Regelungssimulationen überwiegend im Frequenzbereich durchgeführt werden bzw. nur kleine Bewegungen im Zeitbereich betrachten. Für diese Anwendungsfälle sind lineare Formulierungen der Bewegungsgleichungen zweckmäßig.

Zur Modellbildung des mechatronischen Gesamtsystems (Teilschritt 2) wird die für regelungstechnische Systeme übliche blockorientierte Darstellungsform gewählt. Dabei werden die Wirkstrukturen der Regelung und der elektrischen Antriebe als Blockschaltbilder modelliert. Die Regelungssimulation stellt eine Erweiterung der strukturmechanischen Berechnungen dar und verwendet die dazu erzeugten FEM-Modelle zur Beschreibung der Regelstrecken. Dazu werden die mit der FEM erzeugten Gleichungssysteme in eine regelungstechnische Darstellungsform transformiert und aus Gründen der Recheneffizienz in der Ordnung reduziert.

Bild 15 zeigt den Ablauf der Modellierungs- und Berechnungsschritte für die strukturelle mechanische Analysen und Regelungssimulationen im Entwurfsprozess von Werkzeugmaschinen. In ersten Iterationen kann mit dem integrierten FEM-Modell der Maschine die mechanische Konstruktion nach rein strukturelle mechanischen Kriterien berechnet und optimiert werden, wobei nun erstmalig die Wechselwirkungen der Gestell- und Antriebsstrukturen detailliert abgebildet werden. Durch die Übertragung des FEM-Modells in das Blockmodell des mechatronischen Gesamtsystems über den Weg der Ordnungsreduktion werden die Regelstrecken der Antriebsregelkreise beschrieben. Mit Hilfe der Regelungssimulation können nun die Parameter der Regelung optimiert werden, wobei die bandbreitenbegrenzenden Eigenfrequenzen sichtbar werden und Aufschluss über konstruktive Ursachen geben.

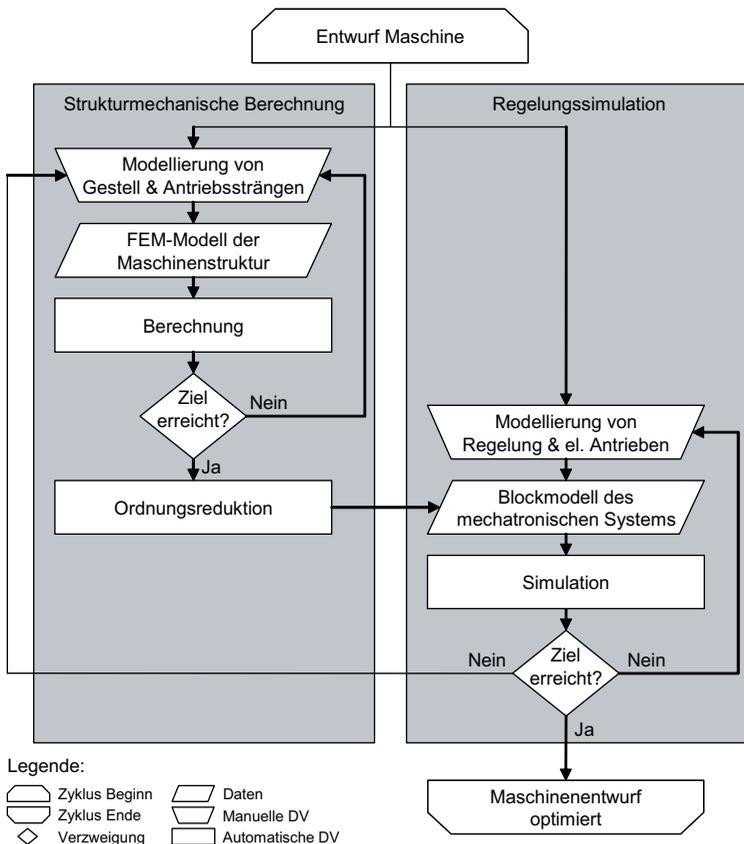


Bild 15: Strukturelle mechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen

3.2 Vorgehensweise

3.2.1 Überblick

Als Grundlage für die weiteren Ausführungen werden in Kapitel 4 zunächst einige theoretische Zusammenhänge der Strukturodynamik zusammengestellt. Anschließend wird das Simulationsverfahren entwickelt. Orientiert an dem in Abschnitt 3.1 skizzierten Ablauf (Bild 15) behandelt Kapitel 5 den strukturmechanischen und Kapitel 6 den regelungstechnischen bzw. mechatronischen Teil der Modellbildung. Zur Verifikation der entwickelten Methoden werden in den Kapiteln 7 und 8 Anwendungsbeispiele vorgestellt, wobei die experimentellen Untersuchungen an einem Antriebsversuchsstand sowie an einem fünf-achsigen Bearbeitungszentrum durchgeführt wurden.

3.2.2 Entwicklung des Verfahrens

Unter Berücksichtigung der in Kapitel 2 diskutierten Ansätze und Methoden wird bei der Entwicklung des Verfahrens (Kapitel 5 und 6) wie folgt vorgegangen:

Hinsichtlich der Methoden und Werkzeuge zur Modellierung von Gestellstrukturen sei auf die umfangreiche Literatur (Abschnitt 2.2.2) und auf die Funktionalität kommerzieller Softwaresysteme verwiesen. Um unter Verwendung konventioneller FEM-Programmsysteme auch die Antriebsstrukturen mit hohem Detaillierungsgrad und zugleich angemessenem Aufwand modellieren zu können, wird in Abschnitt 5.1 zunächst ein Konzept zur parametrischen Darstellung von Bauteilen und Baugruppen in FEM-Modellen entwickelt und darauf aufbauend problemorientierte Modellbausteine für die Komponenten von Antriebssträngen definiert (Abschnitt 5.2). Der parametrische Modellierungsansatz wird darüber hinaus zur Positionierung der Achsbaugruppen im FEM-Modell verwendet (Abschnitt 5.3). Dies gewährleistet eine flexible Handhabung des FEM-Modells in Bezug auf den modellierten Betriebspunkt und auf die Durchführung von Arbeitsraumstudien.

Um die detaillierte Modellierung der Übertragungssysteme mit Kugelgewindtrieb mittels konventioneller FEM-Programme überhaupt zu ermöglichen (siehe Abschnitte 2.2.4 und 2.3), wird in Abschnitt 5.4 eine FEM-Formulierung für die Steifigkeitsverhältnisse im Schraubkontakt zwischen Gewindespindel und Mutter entwickelt. Diese Elementbeschreibung ist Voraussetzung für die Koppelbarkeit von Antriebsstrang- und Gestellmodell und somit für die gesamte Modellbildung der Antriebsstrukturen auf Basis der FEM.

Die Vorschubachsen einer Werkzeugmaschine werden bei der oben skizzierten Modellbildung mechanisch nicht gefesselt und erlauben neben den elastischen Verformungen auch Starrkörperbewegungen. In Abschnitt 5.5 wird die Behandlung dieser Bewegungsanteile bei der numerischen Lösung erläutert.

Die Ein- und Ausleitung von Kräften bzw. Bewegungsantworten am mechanischen System erfolgt sowohl im Zusammenhang mit der Antriebsregelung als auch mit dem Zerspanprozess mit Relativbezug (Motorwelle relativ zum Motorgehäuse, Abtastkopf relativ zur Maßverkörperung, Werkzeug relativ zum Werkstück). Die Analyse der me-

chanischen Übertragungsstrecken erfolgt daher anhand von Relativ-Übertragungsfunktionen, die in Abschnitt 5.6 behandelt werden.

In Kapitel 6 wird zunächst die Modellbildung der Regelung (Abschnitt 6.2) und der elektrischen Antriebe (Abschnitt 6.3) durchgeführt und die Gleichungssysteme für diese Teilmodelle formuliert (Abschnitt 6.4). Anschließend werden die mechanischen Bewegungsgleichungen in eine für das regelungstechnische Modell geeignete Darstellungsform mit reduzierter Systemordnung transformiert (Abschnitt 6.5) und mit dem Gleichungssystem der Regelung gekoppelt. Mit den gekoppelten Systemgleichungen des mechatronischen Gesamtsystems wird schließlich das Übertragungsverhalten der Maschine für beliebige Übertragungspfade beschrieben (Abschnitt 6.7).

4 Grundlagen der Strukturodynamik

4.1 Bewegungsgleichungen

In dieser Arbeit werden Finite-Elemente-Modelle als gemeinsame Basis für die strukturelle Berechnung und für die Regelungssimulation verwendet. Wie in Kapitel 2 ausgeführt, kann hierbei auf einen umfangreichen Erkenntnisstand aufgebaut werden. Zunächst werden deshalb einige theoretische Grundlagen der Strukturmechanik, auf die im weiteren Verlauf dieser Arbeit Bezug genommen wird, zusammenfassend eingeführt.

Die Modellierung einer mechanischen Struktur mit der Methode der finiten Elemente liefert unter der Annahme linearen Verhaltens die Gleichungen für die Störbewegungen $\mathbf{x}(t)$ in der Form eines gewöhnlichen Differenzialgleichungssystems zweiter Ordnung mit einer Massenmatrix \mathbf{M} , einer Dämpfungsmatrix \mathbf{D} und einer Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} sowie dem Vektor $\mathbf{F}(t)$ der äußeren Kräfte (BATHE 1990):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{D}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{x}(t) = \mathbf{F}(t) \quad (2)$$

Unter Vernachlässigung gyroskopischer Kräfte (Kreiseffekte) und nicht-konservativer Lagekräfte (z. B. Reib- oder zirkulatorische Kräfte) sind die Koeffizientenmatrizen symmetrisch. Im Fall des häufig verwendeten konzentrierten Massenansatzes ist die Massenmatrix sogar diagonal.

4.2 Modaltransformation

Der Diskretisierungsgrad und die Topologie des erzeugten Strukturmodells bestimmen die Ordnung und die Bandbreite der Koeffizientenmatrizen. Da die Bandbreite den Kopplungsgrad der Gleichungen kennzeichnet und der Rechenaufwand mit der Zahl der Kopplungen zunimmt, wird im Allgemeinen die Reduktion der Bandbreite angestrebt. Während durch Zeilen-/Spaltenvertauschungen innerhalb der Matrizen lediglich eine minimale Bandbreite erreichbar ist, kann durch Übergang auf generalisierte Koordinaten eine Diagonalstruktur der Matrizen erzeugt und damit das Gleichungssystem vollständig entkoppelt werden. Man sucht hierzu einen Ähnlichkeitsoperator Φ , mit dem die Knotenverschiebungen \mathbf{x} in Abhängigkeit der generalisierten Verschiebungen \mathbf{q} angegeben werden können:

$$\mathbf{x} = \Phi\mathbf{q} \quad (3)$$

Ein reeller Operator Φ lässt sich beispielsweise für die freie Schwingung des konservativen Systems berechnen (PFEIFFER 1992, BATHE 1990):

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (4)$$

Für dieses System führt ein harmonischer Lösungsansatz zu dem generalisierten Eigenwertproblem:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M})\boldsymbol{\varphi} = \mathbf{0} \quad (5)$$

Die nicht-trivialen Lösungen des Eigenwertproblems erhält man durch die Eigenwerte ω_i^2 , die sich als Wurzeln des charakteristischen Polynoms $p(\omega^2)$ ergeben:

$$p(\omega^2) = \det(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}) \quad (6)$$

Gl. (5) liefert zu jedem Eigenwert ω_i^2 einen Eigenvektor $\boldsymbol{\varphi}_i$. Dabei gewährleistet Gl. (5) zwar die Bestimmbarkeit einer Basis linear unabhängiger Eigenvektoren, allerdings sind diese betragsmäßig nicht eindeutig definiert und bedürfen einer Normierung. Zudem ist im Hinblick auf die Entkopplung der Systemkoordinaten die Orthogonalität der Basis eine wichtige Eigenschaft, die erfüllt sein muss. Üblicherweise wird für die Eindeutigkeit der Eigenvektoren die Massen-Orthonormalität als weitere Bedingung eingeführt:

$$\boldsymbol{\varphi}_i^T \mathbf{M} \boldsymbol{\varphi}_j = \delta_{ij} \quad (7)$$

Hierbei ist δ_{ij} das Kronecker-Symbol mit $\delta_{ij} = 1$ für $i = j$ und $\delta_{ij} = 0$ für $i \neq j$. Durch diese Normierung beschreiben die generalisierten Verschiebungen \mathbf{q} die Bewegungen von Einheitsmassen.

Die Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_i$ können nun spaltenweise zur Eigenvektormatrix $\boldsymbol{\Phi}$ und die Eigenwerte ω_i^2 zur diagonalen Eigenwertmatrix $\boldsymbol{\Omega}^2$ zusammengefasst werden:

$$\boldsymbol{\Phi} = [\boldsymbol{\varphi}_i], \quad \boldsymbol{\Omega}^2 = \text{diag}[\omega_i^2] \quad (8, 9)$$

Damit lautet die Lösung des Eigenwertproblems (Gl. 5):

$$\mathbf{K}\boldsymbol{\Phi} - \mathbf{M}\boldsymbol{\Phi}\boldsymbol{\Omega}^2 = \mathbf{0} \quad (10)$$

Erweitert man diese Gleichung linksseitig mit $\boldsymbol{\Phi}^T$, so gilt wegen der Massen-Orthonormalität (Gl. 7):

$$\boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\Phi} = \mathbf{I} \quad \text{und} \quad \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{K} \boldsymbol{\Phi} = \boldsymbol{\Omega}^2 \quad (11, 12)$$

Die Gln. (11) und (12) zeigen, dass die Eigenvektormatrix $\boldsymbol{\Phi}$ als Ähnlichkeitsoperator zur Diagonalisierung der Koeffizientenmatrizen verwendet werden kann. Da die Eigenlösungen jeweils eine Schwingungsmode der Struktur beschreiben, bezeichnet man den Operator $\boldsymbol{\Phi}$ als Modalmatrix oder Modalbasis und die Transformation (3) als Modaltransformation. Letztere beschreibt die Knotenverschiebungen \mathbf{x} durch Linearkombinationen der Eigenvektoren $\boldsymbol{\varphi}_i$ mit den generalisierten (modalen) Verschiebungen \mathbf{q} als Linearfaktoren. Ein Eigenvektor $\boldsymbol{\varphi}_i$ stellt dabei die Schwingungsform einer Mode mit der Eigenkreisfrequenz ω_i dar.

Wendet man die so bestimmte Modaltransformation (3) auf das gekoppelte Gleichungssystem (2) an, so erhält man nach linksseitiger Erweiterung mit $\boldsymbol{\Phi}^T$ die entkoppelten Bewegungsgleichungen in den modalen Koordinaten \mathbf{q} :

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \tilde{\mathbf{D}}\dot{\mathbf{q}}(t) + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{q}(t) = \tilde{\mathbf{F}}(t) \quad (13)$$

Die Tilde (\sim) kennzeichnet hierbei Größen in modalen Koordinaten:

$$\tilde{\mathbf{M}} = \Phi^T \mathbf{M} \Phi = \mathbf{I}, \quad \tilde{\mathbf{D}} = \Phi^T \mathbf{D} \Phi, \quad \tilde{\mathbf{K}} = \Phi^T \mathbf{K} \Phi = \Omega^2, \quad \tilde{\mathbf{F}} = \Phi^T \mathbf{F} \quad (14, 15, 16, 17)$$

Während die Diagonalform der modalen Massenmatrix $\tilde{\mathbf{M}}$ und der modalen Steifigkeitsmatrix $\tilde{\mathbf{K}}$ durch die Bestimmung der Modalmatrix Φ über das reelle Eigenwertproblem (Gl. 5) des konservativen Systems (Gl. 4) gewährleistet wird, gelingt die Diagonalisierung der Dämpfungsmatrix nur für den Sonderfall einer zur Massen- und Steifigkeitsmatrix proportionalen Dämpfung (siehe Abschnitt 4.3). Dann gilt:

$$\tilde{\mathbf{D}} = \Phi^T \mathbf{D} \Phi = \text{diag}[d_i] \quad \text{mit} \quad d_i = 2D_{L,i}\omega_i \quad (18, 19)$$

Hierbei sind die modalen Dämpfungswerte d_i durch Lehr'sche Dämpfungsmaße $D_{L,i}$ ausgedrückt. Die Lehr'schen Dämpfungsmaße lassen sich in der Diagonalmatrix \mathbf{D}_L zusammenfassen:

$$\mathbf{D}_L = \text{diag}[D_{L,i}] \quad (20)$$

Dann erhält man gemäß Gln. (18), (19) und (9) für die modale Dämpfungsmatrix:

$$\tilde{\mathbf{D}} = 2\mathbf{D}_L \Omega \quad (21)$$

4.3 Dämpfung

Da die Dämpfungsverhältnisse in mechanischen Systemen einer Vielzahl von Einflüssen unterliegen, ist die Bestimmung physikalischer Dämpfungsparameter schwierig und mit großen Streuungen behaftet (siehe Abschnitt 2.2.2). Die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} kann daher gerade bei komplexen FEM-Strukturen im Allgemeinen nicht analog zur Massen- und Steifigkeitsmatrix durch Elemente mit diskreten Dämpfungseigenschaften konstruiert werden. In der praktischen Anwendung muss die dissipierende Energie somit näherungsweise mit einem globalen Ansatz erfasst werden.

In vielen Fällen, in welchen Erfahrung mit spezifischen Maschinentypen vorhanden ist, sind ungefähre modale Dämpfungsmaße bekannt oder können geschätzt werden. Diese Dämpfungsmaße können sehr bequem in den entkoppelten Bewegungsgleichungen (13) berücksichtigt werden, indem sie entsprechend Gl. (20) direkt in die Lehr'sche Dämpfungsmatrix \mathbf{D}_L eingegeben werden. Die für die modale Darstellung der Bewegungsgleichungen (13) geforderte Diagonalform der Dämpfungsmatrix $\tilde{\mathbf{D}}$ (Gl. 15) wird somit durch Gl. (21) unmittelbar erfüllt.

Soll das Gleichungssystem (2) direkt in kartesischen Koordinaten gelöst werden, was z. B. bei Systemen niedriger Ordnung u. U. die effizientere Alternative zur Modaltransformation sein kann, lässt sich auch die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} aus modalen Dämpfungsmaßen konstruieren (BATHE 1990). Man verwendet dazu den Rayleigh'schen Dämpfungsansatz:

$$\mathbf{D} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (22)$$

Die Koeffizienten α und β besitzen keine physikalische Bedeutung und müssen aus zwei bekannten modalen Dämpfungsmaßen $D_{L,1}$ und $D_{L,2}$ bestimmt werden. Die bei-

den benötigten Bestimmungsgleichungen entnimmt man den entsprechenden Zeilen der transformierten (generalisierten) Form von Gl. (22):

$$\tilde{\mathbf{D}} = \alpha \mathbf{I} + \beta \boldsymbol{\Omega}^2 \quad (23)$$

Sind mehr als zwei Dämpfungsmaße bekannt, so ist das Gleichungssystem überbestimmt. Es können dann Mittelwerte gebildet oder die Dämpfungsmatrix durch eine Reihenentwicklung nach CAUGHEY (1960) berechnet werden. Bei Werkzeugmaschinen haben sich, da die Dämpfung typischerweise niedrig ($D_{L,i} \approx 2\text{-}10\%$) und im System verteilt ist, sowohl der modale als auch der Rayleigh'sche Dämpfungsansatz als gute Näherungen erwiesen (EUBERT 1992, SUMMER 1986, KIRCHKNOPF 1989).

4.4 Übertragungsfunktionen

Für globale Aussagen über das dynamische Verhalten von mechanischen Strukturen wird zweckmäßiger Weise das Übertragungsverhalten im Frequenzbereich betrachtet. Dazu werden die Übertragungsfunktionen zwischen den Orten der Krafteinleitung (Systemeingang) und des Abgriffs von Systemantworten (Systemausgang) berechnet (SUMMER 1986). Für harmonische Anregungen liefert das entkoppelte Differenzialgleichungssystem (13) mit (14), (16) und (21) die stationären Lösungen \mathbf{q} :

$$\mathbf{q} = \left(-\mathbf{I}\omega^2 + j2\mathbf{D}_L\boldsymbol{\Omega}\omega + \boldsymbol{\Omega}^2 \right)^{-1} \tilde{\mathbf{F}} \quad (24)$$

Mit den Transformationen (3) und (17) lautet die Verschiebungsantwort \mathbf{x} in kartesischen Koordinaten:

$$\mathbf{x} = \boldsymbol{\Phi} \left(-\mathbf{I}\omega^2 + j2\mathbf{D}_L\boldsymbol{\Omega}\omega + \boldsymbol{\Omega}^2 \right)^{-1} \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{F} \quad (25)$$

Übertragungsfunktionen sind definiert als Verhältnis der Systemantwort zur anregenden Kraft. Im Fall der hier vorliegenden Mehrgrößensysteme mit den Knotenverschiebungen \mathbf{x} und den Eingangskräften \mathbf{F} erhält man eine Übertragungsmatrix $\mathbf{N}(j\omega)$ mit den dynamischen Nachgiebigkeiten sämtlicher Übertragungswege durch die Struktur:

$$\mathbf{N}(j\omega) := \mathbf{x}\mathbf{F}^{-1} = \boldsymbol{\Phi} \left(-\mathbf{I}\omega^2 + j2\mathbf{D}_L\boldsymbol{\Omega}\omega + \boldsymbol{\Omega}^2 \right)^{-1} \boldsymbol{\Phi}^T \quad (26)$$

Diese Übertragungsmatrix beschreibt den linearen, frequenzabhängigen Zusammenhang zwischen den Systemkräften \mathbf{F} und den Systemknotenverschiebungen \mathbf{x} :

$$\mathbf{x} = \mathbf{N}\mathbf{F} \quad (27)$$

Auf Grund der entkoppelten Form (Gl. 26) lässt sich die dynamische Nachgiebigkeit als Summe von Beiträgen $\mathbf{N}_i(j\omega)$ der einzelnen Moden i darstellen:

$$\mathbf{N}(j\omega) = \sum_i \mathbf{N}_i(j\omega) \quad \text{mit} \quad \mathbf{N}_i(j\omega) = \frac{\boldsymbol{\Phi}_i \boldsymbol{\Phi}_i^T}{-\omega^2 + j2D_{L,i}\omega + \omega_i^2} \quad (28, 29)$$

Durch Umformung erhält man für jede Mode i einen dimensionslosen Standardfrequenzgang $S_i(j\omega)$, der die Dynamik der Mode unabhängig vom Ein- und Ausgangsfreiheitsgrad beschreibt (SUMMER 1986):

$$\mathbf{N}_i(j\omega) = \frac{\boldsymbol{\varphi}_i \boldsymbol{\varphi}_i^T}{\omega_i^2} \cdot S_i(j\omega) \quad \text{mit} \quad S_i(j\omega) = \frac{1}{1 + j2D_{L,i} \frac{\omega}{\omega_i} - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}} \quad (30, 31)$$

Die Ortsabhängigkeit der dynamischen Nachgiebigkeit ist im Quotienten vor dem Standardfrequenzgang enthalten. Die quadratische Form (dyadisches Produkt) $\boldsymbol{\varphi}_i \boldsymbol{\varphi}_i^T$ des i -ten Eigenvektors bewirkt eine Gewichtung der Übertragungsfunktionen durch die Eigenbewegungen φ_{ki} und φ_{li} an den Ein- und Ausgängen l bzw. k . Die dynamische Nachgiebigkeit $N_{kli}(j\omega)$ der Mode i im Übertragungspfad zwischen dem Eingang l und dem Ausgang k ist somit:

$$N_{kli}(j\omega) = \frac{\varphi_{ki} \varphi_{li}}{\omega_i^2} \cdot S_i(j\omega) \quad (32)$$

Der ein-/ausgangsspezifische Quotient ist die sog. Kenn-Nachgiebigkeit $N_{K,kli}$ der Mode i im Übertragungspfad l - k (SUMMER 1986):

$$N_{K,kli} = \frac{\varphi_{ki} \varphi_{li}}{\omega_i^2} \quad (33)$$

Diese Kennzahl beziffert den Beitrag der Mode i an einem statischen Übertragungsvorgang ($\omega = 0$) zwischen dem Eingang l und dem Ausgang k . Die Gesamtnachgiebigkeit $N_{kl}(j\omega)$ der Struktur für diesen Pfad lässt sich gemäß Gl. (28) als Summe der Übertragungsfunktionen aller Moden i darstellen:

$$N_{kl}(j\omega) = \sum_i N_{kli}(j\omega) \quad \text{mit} \quad N_{kli}(j\omega) = \frac{\varphi_{ki} \varphi_{li}}{\omega_i^2} \cdot \frac{1}{1 + j2D_{L,i} \frac{\omega}{\omega_i} - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}} \quad (34, 35)$$

Werden nicht Verschiebungen \mathbf{x} , sondern Geschwindigkeiten $\dot{\mathbf{x}}$ oder Beschleunigungen $\ddot{\mathbf{x}}$ als Systemantworten betrachtet und auf die Anregungskräfte \mathbf{F} bezogen, so erhält man in analoger Weise die Mobilität (Beweglichkeit) $\mathbf{B}(j\omega)$ bzw. die Inertanz (Beschleunigbarkeit) $\mathbf{I}(j\omega)$ als Übertragungsfunktionen. Diese ergeben sich auch als Ableitungen der dynamischen Nachgiebigkeit:

$$\mathbf{B}(j\omega) := \dot{\mathbf{x}} \mathbf{F}^{-1} = j\omega \cdot \mathbf{N}(j\omega) \quad (36)$$

$$\mathbf{I}(j\omega) := \ddot{\mathbf{x}} \mathbf{F}^{-1} = j\omega \cdot \mathbf{B}(j\omega) \quad (37)$$

Aus Gln. (34) und (35) folgt somit für die Mobilität $B_{kl}(j\omega)$ des Übertragungspfades l - k (SUMMER 1986):

$$B_{kl}(j\omega) = \sum_i B_{kli}(j\omega) \quad \text{mit} \quad B_{kli}(j\omega) = \frac{\varphi_{ki} \varphi_{li}}{\omega_i} \cdot \frac{1}{2D_{L,i} + j \left(\frac{\omega}{\omega_i} - \frac{\omega_i}{\omega} \right)} \quad (38, 39)$$

Und für die Inertanz $I_{kl}(j\omega)$ erhält man:

$$I_{kl}(j\omega) = \sum_i I_{kli}(j\omega) \quad \text{mit} \quad I_{kli}(j\omega) = \varphi_{ki} \varphi_{li} \cdot \frac{1}{1 - j2D_{L,i} \frac{\omega_i}{\omega} - \frac{\omega_i^2}{\omega^2}} \quad (40, 41)$$

5 Integrierte FEM-Modellierung der Gestell- und Antriebsstrukturen

5.1 Parametrische Modellbausteine

5.1.1 Modellierungskonzept

Ein elastischer Körper liegt in der FEM-Darstellung als zusammenhängende Netzstruktur vor. Durch die Knotenpunkte des Netzes wird das elastische Kontinuum räumlich auf eine endliche Anzahl von Freiheitsgraden diskretisiert. Die verwendeten Elementtypen und Werkstoffparameter definieren die Massen- und Steifigkeitseigenschaften der FEM-Struktur. Für so modellierte Körper wird in den folgenden Ausführungen der Begriff *Strukturkörper* verwendet. Bei einer Werkzeugmaschine sind dies mit Volumen- oder Schalenelementen vernetzte Gestellbauteile (Maschinenbett, Vorschubschlitten etc.), aber auch mit eindimensionalen Balkenelementen vernetzte Übertragungswellen der Antriebsstränge (z. B. Gewindespindel). In einer Baugruppe bzw. einer Maschine sind die Strukturkörper durch *Verbindungselemente* mit spezifischen Gelenkeigenschaften miteinander gekoppelt. Diese Maschinenelemente - z. B. Lager und Linearführungswagen - werden im FEM-Modell auf ihre elastischen Bindungseigenschaften abstrahiert und durch Federelemente abgebildet (ALBERTZ 1995, SCHNEIDER 2000).

Der Erstellungsaufwand für ein FEM-Modell nimmt mit der konstruktiven Komplexität der einzelnen Strukturkörper und der Zahl der Verbindungselemente im Modell zu. Dabei können die Strukturkörper nach heutigem Stand der Technik CAD-gestützt modelliert und mit Hilfe von Netzgeneratoren weitgehend automatisiert diskretisiert werden. Die Modellierung der Verbindungselemente zur Erzeugung von Baugruppenmodellen erfordert im Allgemeinen umfangreiche Benutzereingaben im FEM-Präprozessor. Dabei müssen die Kontaktknoten an den Strukturkörpern ausgewählt, Federelemente definiert und Steifigkeitswerte zugewiesen werden. Bei jeder Aktualisierung eines Strukturkörpers müssen die Verbindungselemente wieder gelöst und neu erzeugt werden. Um den manuellen Aufwand bei der Modellierung von Gestellbaugruppen zu reduzieren, wurden von SCHNEIDER (2000) Modellbausteine entwickelt, mit deren Hilfe Kontaktflächen und Steifigkeitsparameter für Verbindungselemente mit einem Minimum an Benutzerinteraktion definiert und die Federverbindung automatisiert erzeugt werden kann.

Auf diese Vorgehensweisen aufbauend, werden im Folgenden auch die Antriebsstränge als detaillierte FEM-Strukturen modelliert. Die Strukturkörper in Antriebssträngen sind vornehmlich Wellen (Motorwelle, Getriebewellen, Gewindespindel etc.), die geeigneter Weise durch eindimensionale Netze mit Balkenelementen (Kreisquerschnitt)

dargestellt werden. Im Gegensatz zu Volumen- und Schalenstrukturen mit drei- bzw. zweidimensionaler Netztopologie existieren allerdings keine automatischen Diskretisierungsverfahren, die in der Lage sind, den Verlauf der neutralen Faser aus 3D-CAD-Daten automatisch zu berechnen und das Bauteil mit entsprechenden Balkenelementen zu diskretisieren. Die Wellenstrukturen müssen daher explizit im FEM-Präprozessor modelliert und unter Verwendung von Querschnittsbibliotheken und -editoren parametrisiert werden. Darüber hinaus beinhalten die Antriebsstrukturen zusätzliche Verbindungselemente unterschiedlicher Komplexität (Lager, Kupplung, Getriebestufe, Kugelgewindetrieb etc.).

Da die Erzeugung der Wellenstrukturen somit weitgehend manuell erfolgt und innerhalb der Antriebsstränge im Allgemeinen zahlreiche Verbindungselemente modelliert werden müssen, ist zur Erweiterung vorhandener FEM-Modelle von Gestellbaugruppen um detaillierte Antriebsstrukturen ein erheblicher zusätzlicher Aufwand erforderlich. Für die Modellierung von Werkzeugmaschinen mit dem dargestellten Detaillierungsgrad sind deshalb effiziente Modellierungswerkzeuge eine unverzichtbare Voraussetzung. Aus diesem Grund werden im Folgenden, auf den Ansatz von SCHNEIDER (2000) aufbauend, problemorientierte Modellbausteine zum Erzeugen und Editieren von FEM-Strukturen für Werkzeugmaschinen, insbesondere der Antriebsstränge, entwickelt. Tabelle 1 gibt eine Übersicht über die wichtigsten Komponentenklassen und die entsprechenden Diskretisierungsansätze.

Tabelle 1: Komponentenklassen für Gestell- und Antriebsstrukturen und Diskretisierungsansätze für Modellbausteine

Komponentenklasse	Diskretisierungsansatz	Siehe Abschnitt
3D-Strukturkörper (z. B. Maschinenbett, Vorschubschlitten)	Strukturkörper mit frei vernetzter 3D-Geometrie (Volumen- oder Schalenelemente)	5.1.4
Allgemeines Verbindungselement	Verbindungselement mit frei belegbaren elastischen Bindungen in allen sechs Raumrichtungen	5.1.5
Welle (Motorwelle, Vorschubspindel, Getriebewelle)	Strukturkörper aus Balkenelementen	5.2.1
Lager	Verbindungselement mit elastischen Bindungen in den Radialrichtungen und gegebenenfalls in axialer Richtung	5.2.2
Kupplung	Verbindungselement mit elastischer Bindung im Torsionsfreiheitsgrad	5.2.3
Linearführung	Verbindungselement mit elastischen Bindungen in lateraler und vertikaler Richtung	5.2.4
Kugelgewindetrieb	Verbindungselement mit Schraubfreiheitsgrad und elastischen Bindungen in den sechs Raumfreiheitsgraden	5.2.5
Getriebestufe (Zahnriemen, Zahnrad)	Verbindungselement mit kinematischer (Übersetzungsverhältnis) und elastischer (Riemen- bzw. Zahnsteifigkeit) Kopplung der An- und Abtriebsknoten (Torsionsfreiheitsgrad)	5.2.6

Über das reine Erzeugen von FEM-Strukturen hinaus, wird mit den Modellbausteinen auch deren nachträgliche Veränderbarkeit anhand der Eingabeparameter realisiert. Dadurch wird der Aufbau parametrischer FEM-Modelle möglich. Die FEM-Netze der einzelnen Komponenten können dann effizient editiert werden, ohne dass die jeweiligen Teilstrukturen durch manuelles Löschen von Kopplungen aus dem Baugruppenmodell freigeschnitten werden müssen. Diese Änderungsprozesse lassen sich durch Modellbausteine mit parametrischer Funktionalität automatisieren. Voraussetzung ist jedoch, dass die Modellbausteine nach der Aktualisierung der FEM-Netze die zuvor definierten Kopplungen automatisch wiederherstellen können. Dazu ist eine eindeutige netzunabhängige Identifikation der Kontaktflächen zwischen den Komponenten erforderlich. Als Lösungsansatz hierfür wird in Abschnitt 5.1.2 der von SCHNEIDER (2000) entwickelte Kopplungsautomatismus eingeführt.

Als Grundlage für parametrische FEM-Modelle wird in Abschnitt 5.1.3 ein Datenmodell, das die Datenstruktur von FEM-Modellen beschreibt, vorgestellt und darauf aufbauend eine Basisklasse für parametrische Modellbausteine definiert. Von dieser Basisklasse werden anschließend spezifische Klassenbeschreibungen für parametrische Strukturkörper, Verbindungselemente und Baugruppen abgeleitet (Abschnitte 5.1.4 bis 5.1.6). Für eine besonders effiziente Modellierung, speziell der Antriebsstrukturen, werden in Abschnitt 5.2 problemorientierte Modellbausteine für die Komponenten der mechanischen Übertragungssysteme entwickelt. In Abschnitt 5.3 wird darüber hinaus ein Modellbaustein für Schlittenbaugruppen mit variabler Achsposition beschrieben. Dieser Modellbaustein ermöglicht die Variation der Schlittenposition, z. B. zur Durchführung von Arbeitsraumstudien.

Zur Beschreibung der Modellbausteine wurden objektorientierte Datenmodelle entwickelt, die mit Hilfe der graphischen Modellierungssprache UML (engl. Unified Modeling Language, OESTEREICH 2005) dargestellt werden. Die UML hat sich im Bereich der Softwareentwicklung zu einem Sprachstandard zur Modellierung von Systemen und Prozessen entwickelt und ermöglicht anschauliche und widerspruchsfreie Darstellungen auch bei komplexen Datenstrukturen. Zudem ist die UML in Bezug auf die Syntax spezifischer Programmiersprachen neutral und gewährleistet somit die Übertragbarkeit der entwickelten Datenmodelle auf jedes Softwaresystem, das über eine Programmierschnittstelle (engl. Application Programming Interface, API) verfügt. Bild 16 zeigt die Anwendung der Modellbausteine in Verbindung mit einem konventionellen FEM-Programmsystem. Dazu wird mit Hilfe der API ein anwendungsspezifisches Hilfsprogramm (hier: Parametrischer Modelleditor) implementiert, das die Kommunikation mit dem Benutzer und der FEM-Datenbasis realisiert. Im Allgemeinen stellt die API die erforderlichen Werkzeuge zur Programmierung von graphischen Benutzeroberflächen und zur Manipulation des FEM-Modells zur Verfügung. Mit Hilfe des parametrischen Modelleditors werden die Modellbausteine (Objektclassen) benutzerinteraktiv ausgewählt, parametrisiert und instantiiert. Dabei werden die Konnektivitätsreferenzen (Kontaktstellen der angrenzenden Strukturen) für den zu erzeugenden Modellbaustein graphisch-interaktiv im FEM-Präprozessor selektiert. Beim Instantiierungsvorgang erzeugt der parametrische Modelleditor eine klassenspezifische FEM-Struktur, koppelt diese mit dem im FEM-Präprozessor bereits vorhandenen FEM-Modell und speichert alle Erzeugungsinformationen, so dass die Modellobjekte zu jedem späteren Zeitpunkt wieder verändert werden können. Die softwaretechnische Rea-

lisierung des parametrischen Modelleditors, die im Rahmen der vorliegenden Arbeit mit dem FEM-Programmsystem MSC.Nastran/MSC.Patran erfolgte, orientiert sich an den spezifischen Gegebenheiten des jeweils verwendeten Simulationssystems sowie dessen API und wird daher im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter vertieft.

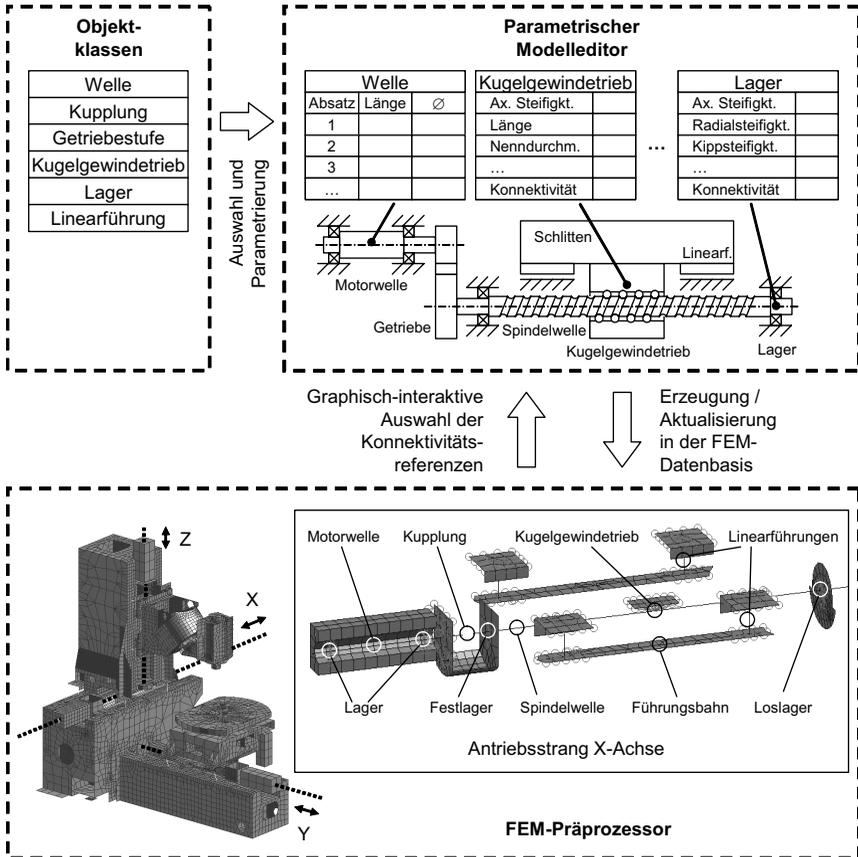


Bild 16: Arbeit mit Modellbausteinen in Verbindung mit konventionellen FEM-Programmsystemen

Bei der Modellierung von Kugelgewindtrieben müssen die durch die Wälzkontakte der Umlaufkugeln gegebenen elastischen und kinematischen Verhältnisse präzise abgebildet werden (siehe Abschnitte 2.2.3 und 2.2.4). Hierfür wurde eine besondere FEM-Formulierung entwickelt (ZÄH & OERTLI 2004A & 2004B), die in Abschnitt 5.4 beschrieben wird.

Da die Vorschubachsen der Maschine durch das oben skizzierte Modellierungskonzept nicht mechanisch gefesselt werden, sondern erst durch die Antriebsregelung in Positi-

on gehalten werden sollen (Kapitel 6), ist das FEM-Modell zunächst statisch unterbestimmt und beinhaltet sog. Mechanismen. Teile der Struktur, hier die Vorschubschlitzen inklusive der Antriebsstränge, sind somit ohne elastische Verformung frei beweglich (siehe Abschnitt 2.2.1.3). Diese Starrkörperbewegungen erfordern eine besondere Behandlung, speziell der Dämpfung, bei der numerischen Lösung der Bewegungsgleichungen. Hierauf wird in Abschnitt 5.5 eingegangen.

Bevor zur Modellbildung und Simulation des mechatronischen Gesamtsystems (Kapitel 6) übergegangen und das FEM-Modell hierfür in eine regelungstechnische Darstellungsform überführt wird, ist im Allgemeinen die vorgelagerte Berechnung und Optimierung des rein mechanischen Systems sinnvoll (vgl. Kapitel 3, Bild 15). Zur Ermittlung kritischer Eigenfrequenzen werden die Übertragungsfunktionen (vgl. Abschnitt 4.4) der für die Antriebsregelung und den Zerspanprozess relevanten Übertragungstrecken berechnet, wobei die Relativbezüge der ein- und ausgeleiteten Kräfte bzw. Bewegungen berücksichtigt werden müssen. Dies wird in Abschnitt 5.6 erläutert.

5.1.2 Netzunabhängige Kopplung

Verbindungselemente werden im FEM-Modell in abstrahierter Form mit Federelementen modelliert, wobei ihre Gesamtsteifigkeit auf die diskreten Federsteifigkeiten konzentriert wird. Aus numerischen Gründen empfiehlt es sich dabei, eine Feder nicht direkt an einen einzelnen Knoten einer FEM-Struktur anzukoppeln. Die Spannungskonzentration am Verbindungsknoten bzw. die lokale Unstetigkeit in der Steifigkeitsmatrix können bei einer solchen Vorgehensweise zu schwer quantifizierbaren numerischen Fehlern führen und das Konvergenzverhalten beim Lösen des Gleichungssystems stören. Zudem müsste bei der Erzeugung des FEM-Netzes, in Vorausschau auf die spätere Anknüpfung eines Verbindungselementes, ein Koppelknoten exakt am Ansatzpunkt der Feder erzwungen werden. Bei der Anwendung freier Vernetzungsverfahren können dadurch u. U. stark verzerrte Elemente entstehen (SCHNEIDER 2000). Numerisch und vernetzungstechnisch praktikabler ist daher die in Bild 17 dargestellte netzunabhängige Anbindung des Federelementes über ein Starrkörperelement (engl. Rigid Body Element, RBE).

RBEs sind eine besondere Form von inneren Zwangsbedingungen (engl. Multipoint Constraints, MPCs). MPCs stellen kinematische Abhängigkeiten zwischen mehreren Freiheitsgraden her und können in der Form eines Skalarproduktes angegeben werden (MSC 2003):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{a}_U \\ \mathbf{a}_A \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{u}_U \\ \mathbf{u}_A \end{bmatrix} = 0 \quad (42)$$

Dabei sind \mathbf{u}_U und \mathbf{u}_A die Verschiebungen der unabhängigen bzw. abhängigen Freiheitsgrade mit den Linearkoeffizienten \mathbf{a}_U bzw. \mathbf{a}_A . Für ein RBE errechnen sich die Linearkoeffizienten aus den Knotenkoordinaten, und zwar so, dass sich die Knoten des RBEs relativ zueinander nicht bewegen, sich also wie Punkte eines starren Körpers verhalten. Die sechs Starrkörperfreiheitsgrade (Referenzfreiheitsgrade) des RBE werden einem strukturfremden Knoten - dem Referenzknoten - zugeordnet, der wie im Bild 17 dargestellt als Koppelknoten für die Feder dient.

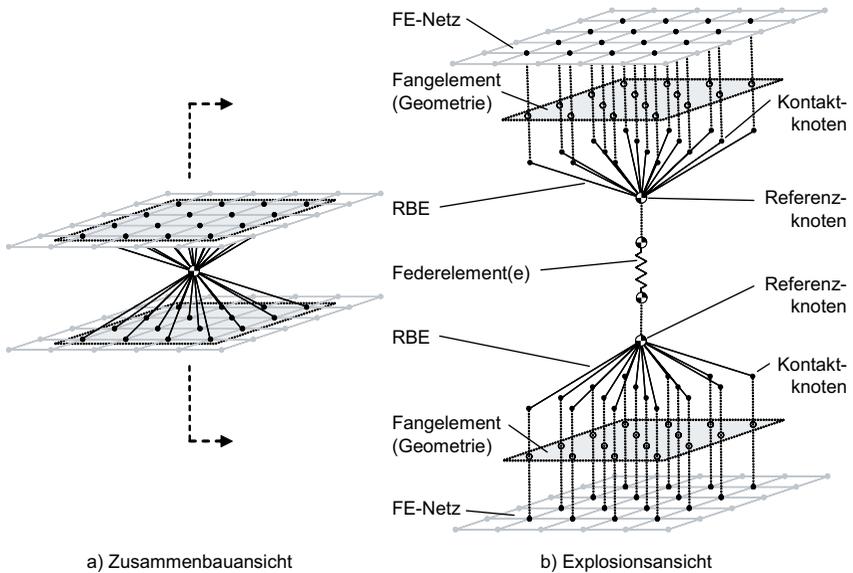


Bild 17: Netzunabhängige Kopplung von FE-Strukturen

Je nachdem, ob der Koordinatensatz des Referenzknotens gemäß Gl. (42) den unabhängigen oder den abhängigen Freiheitsgraden (\mathbf{u}_U bzw. \mathbf{u}_A) entspricht, sind zwei Typen von RBEs zu unterscheiden (Bild 18). Ein RBE vom Typ 1 besitzt einen unabhängigen Referenzknoten und gibt somit die Verschiebungen der verbundenen (abhängigen) Strukturknoten explizit vor. Die Kontaktfläche des Strukturkörpers kann sich durch diesen RBE-Typ nicht mehr elastisch verformen. Bei einem RBE vom Typ 2 ist der Referenzknoten abhängig von den (in diesem Fall unabhängigen) Strukturknoten der Kontaktfläche. Die Kontaktfläche des Strukturkörpers behält in diesem Fall die durch das FEM-Netz gegebene Elastizität, während der Referenzknoten eine aus den unabhängigen Knotenverschiebungen interpolierte Verschiebung erfährt. Diese Knotenverschiebung ist im Allgemeinen etwas größer als im Fall eines RBE vom Typ 1.

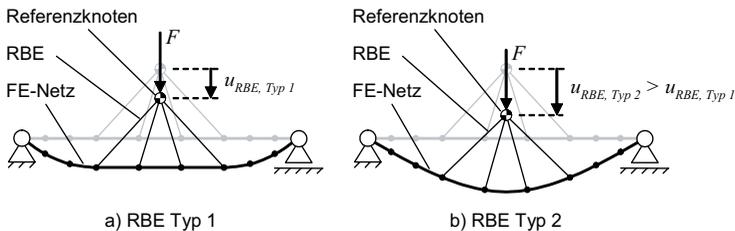


Bild 18: Explizite (Typ 1) und interpolierende (Typ 2) Starrkörperelemente

Durch die Kondensation der Strukturfreiheitsgrade auf den Referenzknoten treten bei RBEs vom Typ 1 lokale Versteifungseffekte auf, weswegen der RBE-Typ 1 generell nur bei kleinen Kontaktflächen verwendet werden sollte. Werden bei der Abstraktion der Verbindungselemente jedoch auch Bauteile wie Lagerschalen oder Führungswagen vernachlässigt, bestehen wegen der fehlenden Stützwirkung an der Kontaktfläche allerdings auch Steifigkeitsdefizite, die gerade durch RBEs vom Typ 1 in bestimmtem Maße wieder ausgeglichen werden. Für alle übrigen Fälle sind RBEs vom Typ 2 vorzuziehen.

Zur Erzeugung einer RBE-Verbindung im FEM-Modell müssen die Kontaktknoten am Strukturkörper identifiziert werden. SCHNEIDER (2000) entwickelte hierfür einen Kopplungsautomatismus. Dabei werden die Kontaktknoten nicht explizit ausgewählt, sondern die Kontaktfläche durch ein geometrisches Flächenelement gekennzeichnet, das als Fangelement dient (Bild 17). Ein Algorithmus kann Strukturknoten innerhalb des Flächenelements erkennen und diese „einfangen“. Sind die Kontaktflächen eines Verbindungselementes durch Flächenelemente gekennzeichnet und die Federsteifigkeit definiert, können die Referenzknoten, die RBEs und die Federelemente, d. h. ein gesamtes Verbindungselement, automatisch erzeugt werden.

Die einzige Schnittstelleninformation einer netzunabhängigen Kopplung dieser Art ist das Fangelement an der Kontaktfläche des Strukturkörpers. Da die Kontaktknoten eindeutig mit den Fangelementen assoziierbar sind, können die Fügepartner durch Löschen des RBEs jederzeit getrennt, beliebig modifiziert und anschließend der Kontakt automatisch wiederhergestellt werden.

5.1.3 Datenmodell für parametrische FEM-Modellbausteine

Im Folgenden wird ein objektorientiertes Datenmodell für parametrische FEM-Strukturen entwickelt. Dazu werden für die Komponenten der Maschine – Strukturkörper und Verbindungselemente – Objektklassen (Modellbausteine) entwickelt, welche die klassenspezifischen FEM-Strukturen anhand vorzugebender Eingabeparameter erzeugen und, wie in Abschnitt 5.1.2 dargestellt, in die Baugruppe einfügen. Das Prinzip der netzunabhängigen Kopplung ermöglicht den Klasseninstanzen bei veränderten Parametern die entsprechenden Teile des FEM-Modells im assemblierten Zustand zu regenerieren und die RBE-Verbindungen auch nach Veränderungen an der Netzstruktur wieder zu aktualisieren.

Die Beschreibung des Datenmodells erfolgt in der Notation der UML (vgl. OESTERREICH 2005). Objektklassen werden dabei, wie in Bild 19 gezeigt, dargestellt. Die Klassen werden mit Klassennamen bezeichnet und verfügen jeweils über spezifische Attribute und Methoden, die in den UML-Diagrammen unter den Klassennamen aufgelistet werden.



Bild 19: UML-Notation einer Klasse

Abhängigkeiten zwischen Klassen werden, wie in Bild 20 gezeigt, beschrieben. Eine Generalisierung, d. h. die Ableitung einer Klasse von einer anderen, wird durch einen Pfeil von der Kind- zur Elternklasse dargestellt. Im Allgemeinen werden dabei sämtliche Eigenschaften der Elternklasse an die Kindklasse vererbt. Erfolgt die Vererbung aber mit Einschränkungen, werden diese am Fußpunkt des Pfeils deklariert. Ein Raute-Symbol anstelle der Pfeilspitze markiert die Aggregation von Klassen zu komplexeren Strukturen. Wird für ein Attribut des Aggregats ein Variablenname vergeben, wird dieser am Fußpunkt der Verbindungslinie angegeben. Werden mehrere Objekte einer Klasse aggregiert, wird deren Anzahl n ebenfalls an dieser Stelle vermerkt. Assoziationen zwischen Klassen werden durch einfache Verbindungslinien dargestellt. Ein Pfeil neben der Linie kennzeichnet eine gerichtete Beziehung. Daneben kann auch eine Bezeichnung für die Beziehung angegeben werden. An den Endpunkten der Verbindungslinie können die Anzahl und die Rollen der assoziierten Objekte benannt werden.

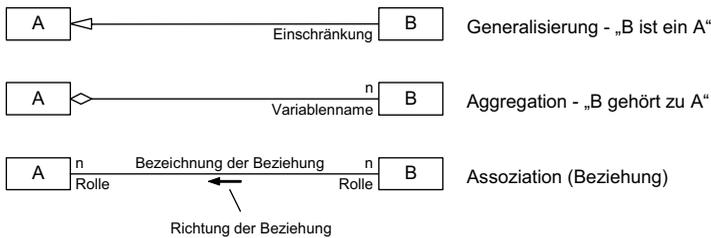


Bild 20: UML-Notation von Abhängigkeiten zwischen Klassen

Unter Verwendung dieser Notation ist in Bild 21 das für parametrische FEM-Strukturen entwickelte Datenmodell dargestellt. Im unteren Teil des Bildes sind zunächst die originären FEM-Entitäten und die Datenstruktur von FEM-Modellen objektorientiert formalisiert.

Jede Entität verfügt zur eindeutigen Kennzeichnung über eine Identifikationsnummer (ID). Die Basis eines FEM-Modells sind die Knotenpunkte (KP). Sie definieren die Freiheitsgrade des Modells. Ein finites Element (FE) ist je nach Spezifikation ein Feder-, Balken-, Schalen-, Volumen- oder Massenelement und hat (aggregiert) mindestens einen Knotenpunkt. Eine FE-Struktur ist ein Aggregat aus mindestens einem finiten Element und kann darüber hinaus auch MPCs enthalten. Ein MPC ist eine FEM-Entität mit unabhängigen (UK) und abhängigen Knoten (AK, siehe Abschnitt 5.1.2). Von dieser Klasse leiten sich die RBEs (siehe Abschnitt 5.1.2) ab. Je nach RBE-Typ (1 oder 2) ist bei diesen MPCs entweder der unabhängige oder der abhängige Koordinatensatz auf einen einzelnen Knoten (Referenzknoten) reduziert (Vererbung mit Einschränkung: RBE.UK bzw. RBE.AK \rightarrow size=1).

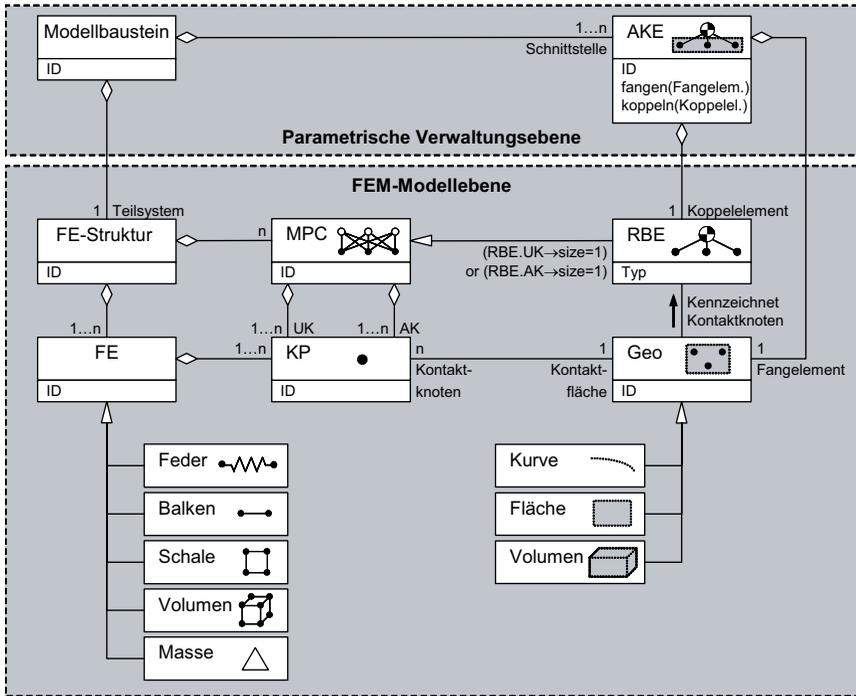


Bild 21: Datenmodell für parametrische Modellbausteine

Geometrische Entitäten (Geo) ein- bis dreidimensionaler Gestalt (Kurven, Flächen, Volumina) werden in FEM-Präprozessoren zur Darstellung von Bauteilgeometrien und als Eingangsinformationen für Netzgeneratoren benötigt. In dem hier beschriebenen Zusammenhang werden Geo-Entitäten zur Kennzeichnung der Kontaktflächen von FE-Strukturen verwendet (Abschnitt 5.1.2). Instanzen auf der parametrischen Verwaltungsebene (Bild 21, oben) können die Geo-Entitäten als Fangelemente verwenden, um die Knoten der Kontaktflächen zu identifizieren und Verknüpfungen zwischen den FE-Strukturen herzustellen. Um diese Funktionalität bereitzustellen, wurde hier die Klasse *Automatisches Koppelement* (AKE) entwickelt. Diese Klasse aggregiert ein Fangelement und verfügt über eine Fangfunktion „fangen(Fangelement)“, welche die mit dem Fangelement assoziierten Knotenpunkte ermittelt. Mittels einer Koppelfunktion „koppeln(Koppelement)“ generiert das AKE an der Kontaktfläche ein RBE mit einem netzunabhängigen Referenzknoten. Im Gegensatz zu einem originären RBE, welches die Kontaktknoten direkt über deren IDs referenziert, kann eine AKE-Instanz mit Hilfe des Fangelementes die RBE-Kopplung regenerieren, wenn eine FE-Struktur modifiziert wurde und sich dadurch neue Knoten mit anderen Knoten-IDs an den Kontaktstellen befinden.

Als allgemeiner Modellbaustein mit parametrischer Funktionalität wird eine Verwaltungsklasse definiert, welche neben einer FE-Struktur für das jeweils darzustellende

Teilsystem je ein AKE pro Fügestelle aggregiert (Bild 21, oben). Während die FE-Struktur das eigentliche Modell des Teilsystems darstellt, übernehmen die AKE-Instanzen das Schnittstellenmanagement des Modellbausteins und gewährleisten bei jeder Modifikation der FE-Struktur den Fortbestand der Konnektivität zu den benachbarten Teilsystemen. Zur parametrischen Erzeugung und Modifikation der FE-Struktur für bestimmte Komponentenklassen sind nun spezifische Erzeugungsalgorithmen zu entwickeln.

5.1.4 Parametrische Strukturkörper

Ein Modellbaustein für einen parametrischen Strukturkörper (PSK) benötigt eine Methode zur Erzeugung der jeweiligen FE-Struktur. Ein PSK leitet sich deshalb von dem in Bild 21 entwickelten allgemeinen Modellbaustein ab und wird um eine entsprechende Erzeugungsmethode ergänzt (Bild 22). In Abschnitt 5.1.1 wurde der Begriff „Strukturkörper“ für räumlich diskretisierte Bauteile eingeführt. Da die FE-Struktur dieser Körper von beliebiger Komplexität sein kann, werden parametrische Strukturkörper hier nach der Erzeugungsmethode klassifiziert.

Für Standardbauteile mit begrenzter Komplexität können parametrische Knotenmuster entwickelt und somit die Knotenpunkte und Elemente des Strukturkörpers explizit erzeugt werden (Bild 22: ExpliziterSK). Ein Beispiel hierfür ist der in Abschnitt 5.2.1 beschriebene Modellbaustein für Antriebswellen, deren zylindrische Teilstrukturen anhand der Durchmesser, Längen und Knotendichten mit einem sehr übersichtlichen Parametersatz eindeutig beschrieben und erzeugt werden können.

Strukturkörper komplexerer Gestalt können, wie in Abschnitt 5.1.1 erwähnt, ausgehend von einem 3D-Geometriemodell automatisch vernetzt werden (Bild 22: GeoSK). Entsprechende Netzgeneratoren lassen sich in das parametrische Modellierungskonzept integrieren, indem diese durch die Erzeugungsmethoden der Modellbausteine ausgeführt und die erzeugten Netzinformationen an die aufrufende Instanz übergeben werden. Strukturbeschreibender Parameter des Modellbausteins ist in diesem Fall ein Verweis auf die zu vernetzende Geometrie. Dabei ist es unerheblich, ob diese innerhalb des FEM-Präprozessors modelliert oder von einem CAD-System übergeben wird. Voraussetzung für letzteren Fall ist ein Importfilter für das bereitgestellte Geometrieformat. Mit der Steuerung des Geometrieimports durch die Modellbausteine wird eine besonders enge CAD-CAE-Integration erreicht: Während zur Geometriemodellierung die volle Funktionalität eines CAD-Systems genutzt werden kann, gewährleisten die Instanzen der jeweiligen Modellbausteine ein stets aktualisierbares und somit konsistentes FEM-Modell.

Alternativ zur Vernetzung einer importierten Geometrie kann auch eine extern erzeugte und bereitgestellte FE-Struktur aggregiert und deren Import durch einen Modellbaustein gesteuert werden (Bild 22: ImportSK). Analog zur Klasse „GeoSK“ hat auch diese Klasse nur einen strukturbeschreibenden Parameter, nämlich einen Dateiverweis auf die zu importierende FE-Struktur. Durch Instanzen dieser Klasse können Teilstrukturen einer Maschine mit beliebigen (auch externen) Werkzeugen modelliert und anschließend als Parameter des entsprechenden Modellbausteins in das Gesamtmodell integriert werden.

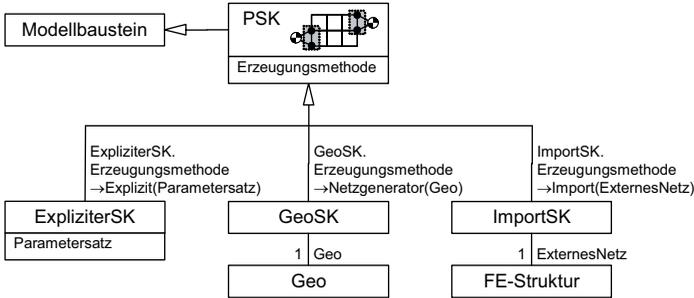


Bild 22: Datenmodell für parametrische Strukturkörper (PSK)

5.1.5 Parametrische Verbindungselemente

Verbindungselemente werden, wie in Abschnitt 5.1.2 gezeigt, mit Federelementen modelliert. Die Objektklasse der parametrischen Verbindungselemente (PVE, Bild 23) benötigt für jeden zu fesselnden Freiheitsgrad ein Federelement mit je einem Steifigkeitsparameter. Die automatische Verknüpfung der beiden Federknoten mit den Strukturkörpern erfolgt durch je ein AKE-Objekt (vgl. Bild 21).

Spezifische Verbindungselemente wie Lager, Kupplungen, Kugelgewindetriebe (KGT) oder Linearführungen (LF) können von der PVE-Klasse abgeleitet werden, wobei die jeweiligen Bindungseigenschaften genau zu definieren sind. Beispielsweise fesselt ein Lager bis zu fünf der sechs Raumfreiheitsgrade. Nur die Rotation um die Wellenachse bleibt frei. Eine Linearführung fesselt den vertikalen und lateralen, eine Kupplung nur den Torsionsfreiheitsgrad. Bei Kugelgewindetrrieben kann die elastische Schraubverbindung zwischen der Mutter und der Spindelwelle durch eine spezielle Anordnung von zehn Federelementen modelliert werden (siehe Abschnitt 5.4.3). In Abschnitt 5.2 werden u. a. für diese Modellbausteine detaillierte Objektklassen entwickelt.

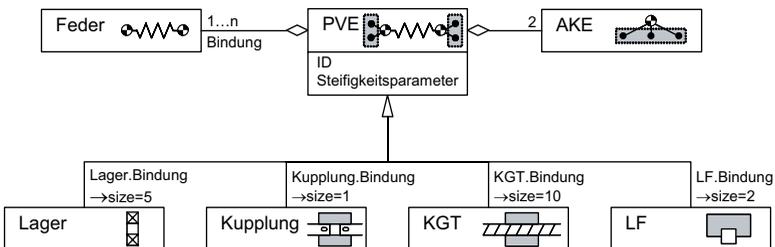


Bild 23: Datenmodell für parametrische Verbindungselemente (PVE)

5.1.6 Parametrische Baugruppen

Mit den in den beiden vorhergehenden Abschnitten definierten Modellbausteinen lässt sich eine Verwaltungsklasse für parametrische Baugruppen (PBG) definieren. Eine solche Baugruppe enthält mindestens einen parametrischen Strukturkörper (PSK) und mindestens ein parametrisches Verbindungselement (PVE). Bild 24 zeigt das entsprechende Datenmodell. Die Kontaktstelle zwischen einem Strukturkörper und einem Verbindungselement ist im FEM-Modell durch ein Koppellement (RBE) und ein zugehöriges Fangelement (Geo) eindeutig definiert. Die parametrischen Verwaltungsinstanzen der beiden Fügepartner (PSK und PVE) verwalten das Koppel- und das Fangelement über eigene AKE-Objekte und können somit nach Veränderungen an den FE-Strukturen unabhängig voneinander die RBE-Kopplung regenerieren. Die Verwaltungsinstanzen der Modellbausteine führen die Regenerierung ihrer RBE-Kopplungen nach jeder Änderung der von ihnen erzeugten und verwalteten FE-Strukturen durch. Dadurch wird mit den Modellbausteinen die Veränderung von FE-Strukturen auch innerhalb von bereits assemblierten Baugruppen möglich. Nach einer Parametervariation durch den Anwender wird die FE-Struktur des jeweiligen Modellbausteins gelöscht und neu erzeugt. Die geometrischen Fangelemente an den Kontaktstellen der FE-Struktur bleiben während dieses Vorganges erhalten. Somit können die Kontaktknoten der aktualisierten FE-Struktur sofort identifiziert und die RBE-Kopplung wiederhergestellt werden.

Neben der parametrischen Modellierung von einzelnen Bauteilen und Maschinenelementen mit Hilfe der Modellbausteine können über die PBG-Klasse auch Baugruppenparameter für die gesamte Baugruppe definiert und variiert werden. Eine Anwendung hierfür ist z. B. die automatisierte Transformation der Schlittenpositionen in einem Werkzeugmaschinenmodell (siehe Abschnitt 5.3).

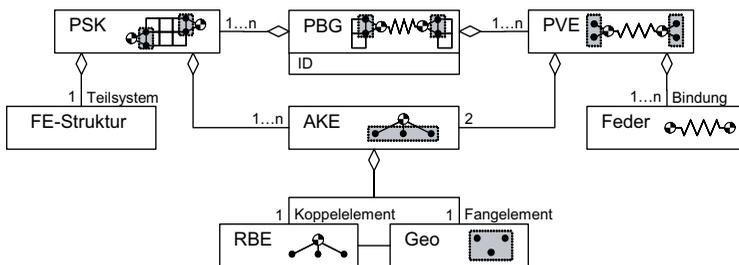


Bild 24: Datenmodell für parametrische Baugruppen (PBG)

5.2 Modellbausteine für Antriebsstränge

5.2.1 Antriebswelle

In den folgenden Abschnitten werden parametrische Modellbausteine für Komponenten in Antriebssträngen entwickelt. Zunächst werden die Wellen betrachtet. Die Struktur einer Welle ist durch ein parametrisches Knotenmuster explizit beschreibbar. Der Modellbaustein für Wellen ist daher von der Klasse der expliziten Strukturkörper (ExpliziterSK, Abschnitt 5.1.4, Bild 22) abzuleiten und um ein explizites Datenmodell zur Definition der FE-Struktur zu ergänzen.

Bild 25 zeigt den geometrischen Aufbau einer Antriebswelle mit allen erforderlichen funktionellen Bestandteilen. Die FE-Struktur der Welle besteht aus Balkenelementen, die entlang der neutralen Faser angeordnet und mit dem Durchmesser des jeweiligen Wellenabsatzes parametrisiert sind.

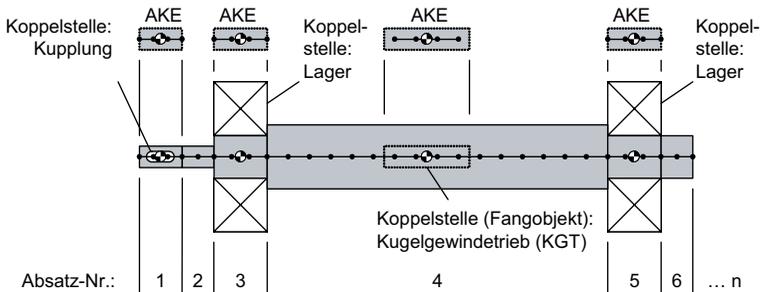


Bild 25: Modellierung von Wellen

Balkenelemente bilden die Verformungen der Welle in allen sechs Freiheitsgraden ab. Bei der Darstellung von Berechnungsergebnissen ist die Torsion der Balkenelemente allerdings nicht visualisierbar, wenn die Balkenelemente nur als eindimensionale Struktur (Linie) dargestellt werden. Zur Visualisierung der Wellentorsionen können, wie in Bild 26 dargestellt, an den Knoten der Wellenstruktur masselose Balkenelemente in radialer Richtung angebracht werden. Die masselosen Elemente beeinflussen das Berechnungsergebnis in keiner Weise, dienen aber bei der Ergebnisvisualisierung als Zeiger zur Darstellung der Torsionen.

Im Datenmodell für Wellenobjekte (Bild 27) werden die Wellenabsätze durch eine eigene Klasse (Absatz) verwaltet. Über diese Klasse werden die Längen (L) und die Durchmesser (D) der Wellenabsätze sowie die jeweilige Anzahl (Z) der Balkenelemente (Netzfeinheit) gesteuert. Die Absatz-Klasse definiert auch, ob ein Absatz Koppelstelle ($KS = \text{ja/nein}$) für ein Verbindungselement, z. B. eine Kupplung oder ein Lager, ist. Für diesen Fall wird ein AKE-Objekt zur Parametrierung der Schnittstellenattribute (Koppel- und Fangelement, Bild 21) vorgesehen. Ferner wird ein zylindrisches Geometrieobjekt aggregiert. Dieses dient zur dreidimensionalen Visualisierung der

Wellengestalt, was je nach Funktionalität des verwendeten Präprozessors u. U. hilfreich sein kann, falls Balkenelemente nur als Linien darstellbar sind.

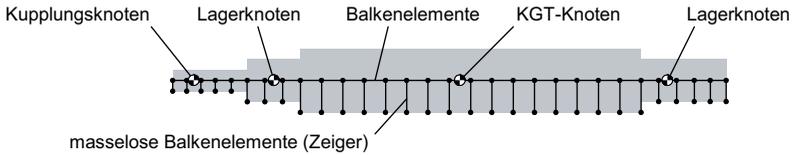


Bild 26: FE-Struktur einer Welle mit masselosen Zeigerelementen

Der Modellbaustein „Welle“ erzeugt und verwaltet die Instanzen der einzelnen Wellenabsätze und definiert zur Positionierung und Orientierung der Welle ein gemeinsames Koordinatensystem (KOS). Eine Besonderheit ergibt sich bei der Anwendung des Modellbausteins zur Modellierung von Vorschubspindeln. Zur Kopplung mit der Kugelgewindemutter benötigt der Modellbaustein ein zusätzliches AKE-Objekt. Da die Position der Mutter veränderlich ist, wird dieses AKE-Objekt nicht einem fixen Wellenabsatz zugeordnet, sondern dem übergeordneten Wellenobjekt. Dadurch kann dieses AKE-Objekt z. B. bei Veränderung der Position einer parametrischen Schlittenbaugruppe die Kopplung an jeder beliebigen Stelle der Welle regenerieren.

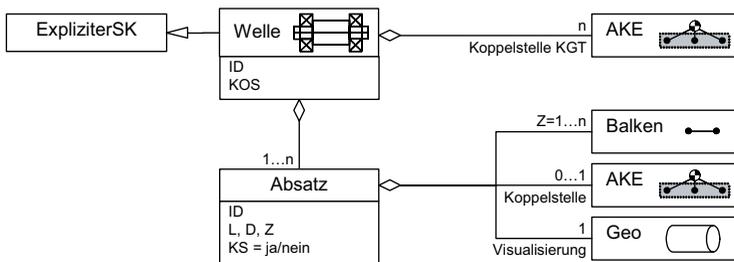


Bild 27: Datenmodell des Modellbausteins „Welle“

5.2.2 Lager

Ein Lager verbindet eine Welle axial drehbar mit einem Gehäuse oder Gestellkörper. Je nach Lagertyp (Axial-/Radiallager) fesselt es dabei bis zu fünf Freiheitsgrade und kann dementsprechend Axial- und Radialkräfte sowie Kippmomente übertragen. Für jeden gefesselten Freiheitsgrad wird im Modell ein Federelement benötigt, dessen Knoten, wie in Bild 28 dargestellt, durch ein wellen- und ein flanschseitiges AKE-Objekt an die zu verbindenden Strukturkörper gekoppelt werden.

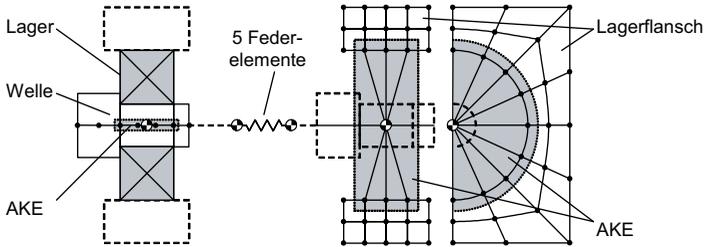


Bild 28: Modellierung von Lagern

Die Klassendefinition für den Modellbaustein „Lager“ entspricht gemäß Bild 23 einem parametrischen Verbindungselement, welches fünf Feder-elemente verwaltet. Der Parametersatz des Modellbausteins umfasst die Axial-, die Radial- und die Kippsteifigkeit und spezifiziert somit ein allgemeines Lager. Die Axialsteifigkeit wird einem in Richtung der Spindelachse wirkenden Feder-element zugewiesen. Mit der Radialsteifigkeit werden zwei quer zur Spindelachse wirkende und zueinander senkrecht orientierte Feder-elemente parametrisiert. Die Kippsteifigkeit wird in zwei Drehfeder-elemente eingesetzt, welche die Rotationsfreiheitsgrade um die beiden Radialrichtungen fesseln. Je nach Lagertyp werden die Steifigkeitsparameter bei der Instantiierung eines Lagerobjektes mit von Null verschiedenen Werten belegt. Für Standardbauteile können Parametersätze vordefiniert werden, was den Eingabeaufwand und das Risiko von Eingabefehlern bei der Modellierung minimiert.

5.2.3 Kupplung

Eine Kupplung dient zum Ausgleich von fertigungs- und montagebedingten Axial-, Radial- und Winkelversätzen zwischen Wellen und überträgt daher nur Torsionsmomente. Im Modell wird sie durch ein einziges, torsionssteifes Feder-element abgebildet und analog zu den übrigen Verbindungselementen mit AKE-Objekten an die zu verbindenden Wellen gekoppelt (Bild 29). Die Klassendefinition ist dem Datenmodell der parametrischen Verbindungselemente (Bild 23) zu entnehmen. Einziger Parameter des Modellbausteins ist die Torsionssteifigkeit der Kupplung.

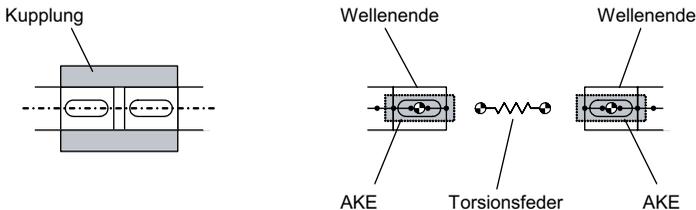


Bild 29: Modellierung von Kupplungen

5.2.4 Linearführung

Ein Linearführungswagen fesselt einen Vorschubschlitten in zwei Richtungen (vertikal und lateral) quer zur Führungsbahn. Der Modellbaustein für Linearführungen (Bild 23: LF) erzeugt diese Fesselung durch zwei Federelemente zwischen einem Führungswagen- und einem führungsbahnseitigen AKE-Objekt (Bild 30). In Vorschubrichtung ist dieses Verbindungselement frei beweglich. Eventuelle Kippsteifigkeitsanteile der Führungsmaschinen können für statische und dynamische Steifigkeitsanalysen bei Werkzeugführungen im Allgemeinen vernachlässigt werden, da lokale Kippbeanspruchungen der Führungswagen durch die eigensteifen Strukturkörper aufgenommen werden und die Verkipfung der Strukturkörper im Vergleich zur vertikalen bzw. lateralen Einfederung der Führungswagen sehr klein ist.

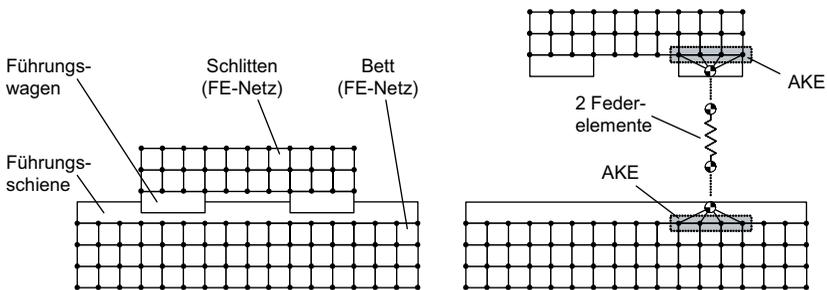


Bild 30: Modellierung von Linearführungen

5.2.5 Kugelgewindetrieb

Der Kugelgewindetrieb koppelt die rotatorische Antriebsbewegung mit der translatorischen Vorschubbewegung. Das Schraubgelenk zwischen der Kugelgewindespindel und der Mutter stellt dabei eine elastische Bindung dar und kann durch eine spezielle Anordnung von zehn Federelementen modelliert werden (siehe Abschnitt 5.4.3). Dabei sind u. a. rotatorische und translatorische Freiheitsgrade der Spindel und der Mutter miteinander zu koppeln. Eine möglichst genaue Abbildung der Schraub- und Steifigkeitseigenschaften des Kugelgewindetriebes ist eine zentrale Voraussetzung für die realitätsgetreue Beanspruchung des gesamten, im Maschinenmodell integrierten Antriebsstrangmodells. Die Entwicklung eines geeigneten Modells für den Kugelgewindetrieb erfordert eine detaillierte Analyse der kinematischen und elastischen Verhältnisse des Umlaufkugel-Gewinderillen-Systems und wird deshalb in einem eigenen Abschnitt (5.4) ausführlich behandelt. In Bild 31 ist das dort entwickelte 10-Feder-Modell durch eine einzelne Feder zwischen Gewindespindel und Mutter symbolisiert. Wie bei den vorhergehend entwickelten Modellbausteinen werden auch bei dieser parametrischen Objektklasse (KGT, Bild 23 auf Seite 55) die Federknoten durch AKE-Objekte mit den entsprechenden Strukturkörpern (Vorschubschlitten bzw. Spindelwelle) gekoppelt.

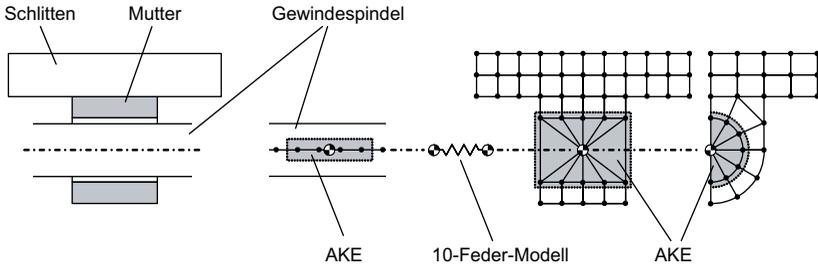


Bild 31: Modellierung von Kugelgewindetrieben

5.2.6 Getriebestufe

Vereinfachte Knotenstrukturen für Getriebestufen können, wie in Bild 32 skizziert, explizit modelliert werden. Es bietet sich an, den Modellbaustein für die Getriebestufe von der Klasse der expliziten Strukturkörper (ExpliziterSK, Bild 22) abzuleiten, wobei das Datenmodell um die explizit definierte FE-Struktur ergänzt wird. Allerdings entspricht dieser Modellbaustein im strengen Sinne nicht der Begriffsdefinition eines Strukturkörpers (siehe Abschnitt 5.1.1), da die Getriebestufe einen Übersetzungsmechanismus enthält. Die FE-Struktur der Getriebestufe entspricht also nicht dem FE-Netz eines elastischen Kontinuums, sondern einer explizit konstruierten Aggregation verschiedener FEM-Entitäten. Die Klassifizierung des Getriebes als Strukturkörper ermöglicht jedoch die Erzeugung des Getriebes durch einen einzigen Modellbaustein. Dies ist bei der Anwendung deutlich effizienter als die Modellierung einer Getriebebaugruppe mit einzelnen Modellbausteinen, was selbstverständlich ebenfalls und mit noch höherem Detaillierungsgrad möglich ist.

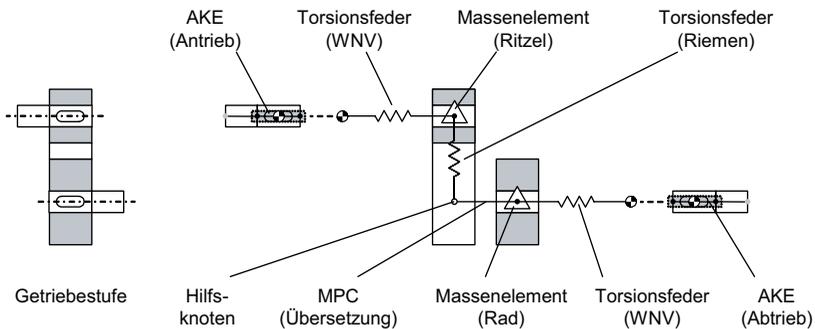


Bild 32: Modellierung von Getriebestufen

Ritzel und Rad können, wie in Bild 32 dargestellt, vereinfacht durch Massenelemente (Massensensoren) modelliert werden. Die Riemensteifigkeit, bzw. bei Zahnradgetrie-

ben die Zahnsteifigkeit, wird auf eine Torsionsfeder reduziert, die an den Ritzelknoten angelenkt und mit ihrem radseitigen Freiheitsgrad an einen Hilfsknoten gekoppelt wird. Das Übersetzungsverhältnis i wird durch ein MPC abgebildet, welches seriell zum Federelement zwischen den Hilfsknoten und den Radknoten geschaltet wird. Die Zwangsbedingung des MPCs (vgl. Gl. 42) lautet für ein Riemengetriebe:

$$\begin{bmatrix} i \\ -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_{\text{Hilfsknoten}} \\ \varphi_{\text{Rad}} \end{bmatrix} = 0 \quad (43)$$

Für ein Zahnradgetriebe mit Drehrichtungsumkehr lautet diese Bedingung entsprechend:

$$\begin{bmatrix} i \\ 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \varphi_{\text{Hilfsknoten}} \\ \varphi_{\text{Rad}} \end{bmatrix} = 0 \quad (44)$$

Falls die Steifigkeiten der Welle-Nabe-Verbindungen (WNV) berücksichtigt werden sollen, so sind diese an- und abtriebsseitig an den Ritzel- bzw. Radknoten anzukoppeln. Das Einfügen dieses Modellbausteins in den Antriebsstrang erfolgt wieder parametrisch durch je ein an- und ein abtriebsseitiges AKE-Objekt. Das Datenmodell der so definierten Getriebestufe zeigt Bild 33.

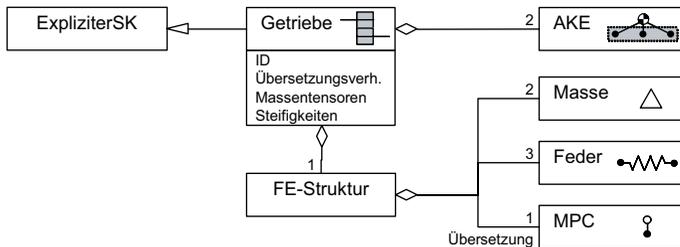


Bild 33: Datenmodell einer Getriebestufe

5.3 Parametrische Achsbaugruppen (Arbeitsraumstudien)

Wie in Abschnitt 2.2.4 erwähnt, bilden lineare FEM-Modelle nur die um einen Betriebspunkt linearisierten Bewegungen der Maschine ab, so dass große Führungsbewegungen mit diesen Modellen nicht simuliert werden können. Da das statische und dynamische Verhalten einer Maschine dennoch von der Positionierung der Vorschubachsen im Arbeitsraum abhängt, sind die Analyseergebnisse für einen einzigen Arbeitspunkt nur lokal aussagefähig. Wegen des enormen Aufwands zur Erstellung der Modelle für viele Arbeitspunkte sind in der Literatur aber bislang noch keine Berichte über systematische Arbeitsraumstudien auf der Basis von FEM-Modellen zu finden.

Das in Abschnitt 5.1 entwickelte Datenmodell bietet aber die Möglichkeit, parametrische Achsbaugruppen zu definieren und den Arbeitspunkt über achsspezifische Positi-

onparameter ohne zusätzlichen Modellierungsaufwand zu variieren (ZÄH & OERTLI 2005). Eine parametrische Achsbaugruppe (Achse) kann, wie in Bild 34 dargestellt, als parametrischer Strukturkörper (PSK) betrachtet und daher von dieser Klasse abgeleitet werden. Im Gegensatz zu den in Abschnitt 5.1.4 entwickelten Objektklassen für strukturveränderliche Körper (Bild 22), die als Modellbausteine beim Aufbau des Simulationsmodells verwendet werden, handelt es sich bei einem Achsobjekt um einen positionsveränderlichen Strukturkörper, dem bei seiner Instanziierung eine bereits erzeugte FE-Struktur als Schlittenkörper zugewiesen wird. Diese Klasse wird daher nicht mit einer Erzeugungsmethode für die FE-Struktur ausgestattet, sondern mit einer Transformationsmethode zur Verschiebung oder Verdrehung der FE-Struktur gemäß dem jeweils vorgegebenden Positionswert (Achsisposition). Bei einem Transformationsvorgang müssen die Führungswagen und die Kugelgewindemutter entlang der Linearführungen bzw. der Kugelgewindespindel versetzt werden. Die Regeneration der Kopplungen wird auch bei dieser Objektklasse durch AKE-Objekte gewährleistet.

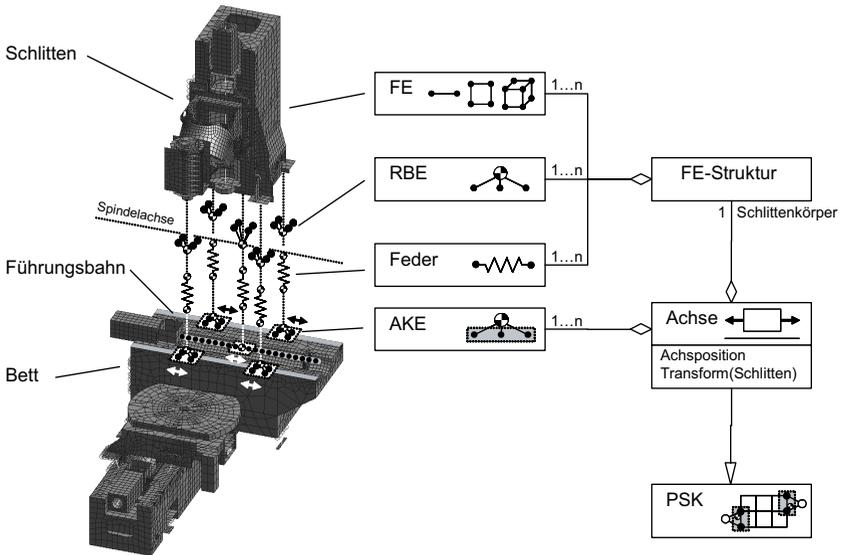
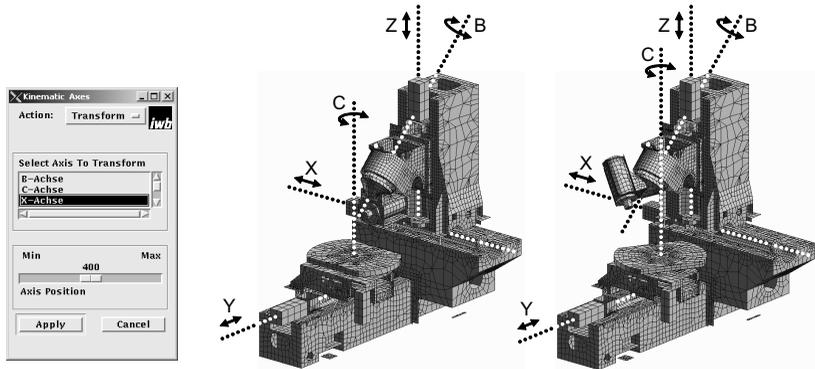


Bild 34: Datenmodell für parametrische Vorschubachsen

Das entwickelte Datenmodell der parametrischen Modellbausteine und Achsbaugruppen ist hinsichtlich der aggregierten FE-Strukturen nicht-ausschließlich. Das bedeutet, dass FEM-Modellentitäten von mehreren Verwaltungsinstanzen referenziert und manipuliert werden können. FEM-Entitäten können somit unabhängig von ihrer Zugehörigkeit zu den erzeugenden Instanzen auch an die Schlittenkörper der Achsinstanzen aggregiert werden. Insbesondere ist die Mehrfach-Referenzierung der FEM-Entitäten für die Achs-Parametrierung von Maschinen mit serieller Kinematik von ausschlaggebender Bedeutung. Eine Achsinstanz transformiert dabei die gesamte FE-Struktur des durch den jeweiligen Antrieb bewegten Teilsystems. Dieses beinhaltet auch die Achs-

baugruppen, die in der kinematischen Kette nachgelagert sind und von eigenen Achsinstanzen verwaltet werden. Als Beispiel zeigt Bild 35 das für Arbeitsraumstudien aufbereitete parametrische FEM-Modell eines Fünf-Achs-Bearbeitungszentrums mit Benutzerschnittstelle zur Auswahl und Positionierung der Vorschubachsen.



a) Auswahl der Achsobjekte und Einstellung der Achspositionen

b) Parametrisches FEM-Modell eines Fünf-Achs-Bearbeitungszentrums in verschiedenen Arbeitspunkten

Bild 35: FEM-Modell einer Maschine mit parametrischen Achsbaugruppen

5.4 FEM-Formulierung für Kugelgewindetriebe

5.4.1 Steifigkeit einer einzelnen Umlaufkugel

5.4.1.1 Steifigkeitsverhältnisse im Kugel-Rillen-Kontakt

Im Folgenden wird die Modellbildung für die Kugelgewindetriebe durchgeführt. Wie bereits erwähnt, erfordert dies eine detaillierte Analyse der elastischen und kinematischen Verhältnisse im Umlaufkugel-Gewinderillen-System. Bild 36 zeigt zwei relevante Bauweisen für vorgespannte Kugelgewindetriebe. Nicht vorgespannte Kugelgewindetriebe kommen in Werkzeugmaschinen kaum zum Einsatz und werden daher im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Hinsichtlich ihrer Steifigkeitseigenschaften kann angenommen werden, dass die Nachgiebigkeit der Kugeln gegenüber denen der Grundkörper von Kugelgewindespindel und -mutter dominiert (SPIEB 1970, OPHEY 1986, GOLZ 1990).

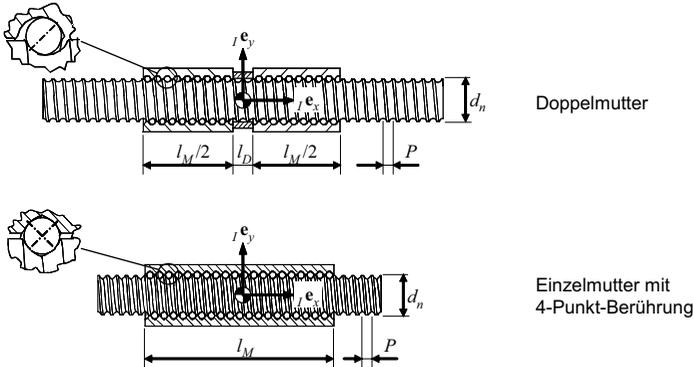


Bild 36: Typische Bauweisen vorgespannter Kugelgewindetriebe

Unter Vernachlässigung der Reibung überträgt eine einzelne Kugel dabei nur Kräfte F_n in Richtung der Berührungsnormalen im Kontakt zwischen der Kugel und der Gewinderille (Bild 37, vgl. HILMER 1978, SUMMER 1986).

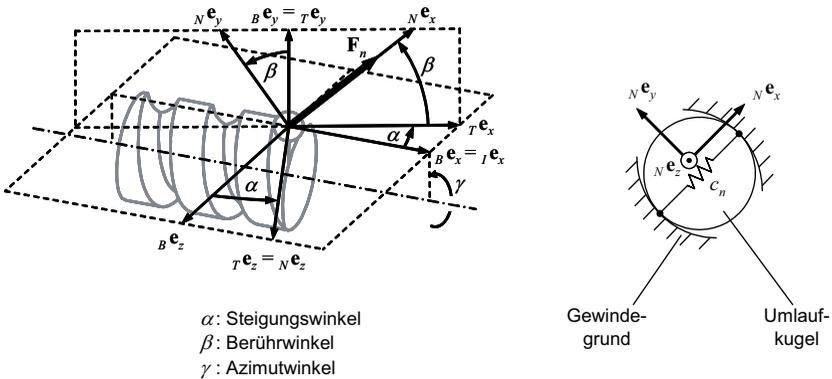


Bild 37: Kräfte und Winkel am Kugel-Rillen-Kontakt

In einem lokalen Koordinatensystem N , dessen x-Achse $N e_x$ mit der Berührungsnormalen zusammenfällt, enthält der Steifigkeitstensor ${}^N c$ der Einzelkugel nur die Normalsteifigkeit c_n der Kugel:

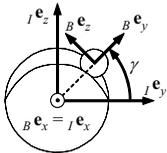
$${}^N c = \begin{bmatrix} {}^N c_{xx} & {}^N c_{xy} & {}^N c_{xz} \\ {}^N c_{yx} & {}^N c_{yy} & {}^N c_{yz} \\ {}^N c_{zx} & {}^N c_{zy} & {}^N c_{zz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_n & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (45)$$

5.4.1.2 Koordinatentransformationen

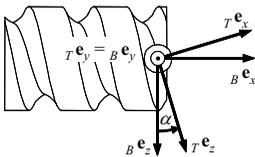
Das Koordinatensystem N geht durch dreifache Drehung aus dem Inertialsystem I hervor (siehe Bild 37 und Bild 38, vgl. LIN U. A. 1994):

- (1) Das im Kugelmittelpunkt befestigte Kugelkoordinatensystem B ist gegenüber dem Inertialsystem I durch die azimutale Winkellage γ der Kugel um die Spindelachse ${}_B \mathbf{e}_x = {}_I \mathbf{e}_x$ verdreht.
- (2) Das in Laufrichtung der Kugel (Gewindetangente) orientierte Tangentialsystem T geht durch Drehung um den Steigungswinkel α aus dem B -System hervor (${}_T \mathbf{e}_y = {}_B \mathbf{e}_y$).
- (3) Für das Berührnormalsystem N ist das Tangentialsystem T um den Lastwinkel β um die Laufrichtung (Gewindetangente) der Kugel zu verdrehen (${}_T \mathbf{e}_z = {}_N \mathbf{e}_z$).

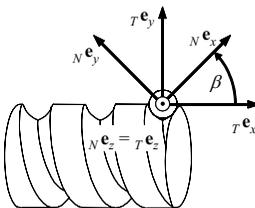
Die zu den Drehungen gehörenden Drehoperatoren sind in Bild 38 dargestellt.



$$\mathbf{A}_{IB} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{bmatrix} \quad (46)$$



$$\mathbf{A}_{BT} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (47)$$



$$\mathbf{A}_{TN} = \begin{bmatrix} \cos \beta & -\sin \beta & 0 \\ \sin \beta & \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (48)$$

Bild 38: Koordinatentransformationen

Die Verkettung der Drehmatrizen (46) bis (48) liefert die Operatoren zur Koordinatentransformation vom N - ins I -System bzw. ins B -System:

$$\mathbf{A}_{IN} = \mathbf{A}_{IB} \mathbf{A}_{BT} \mathbf{A}_{TN} \quad (49)$$

$$\mathbf{A}_{BN} = \mathbf{A}_{BT} \mathbf{A}_{TN} \quad (50)$$

Damit erhält man den Steifigkeitstensor einer Kugel im I - und im B -System durch die folgenden Transformationen jeweils als vollbesetzte Matrix:

$${}_I \mathbf{c} = \begin{bmatrix} I C_{xx} & I C_{xy} & I C_{xz} \\ I C_{yx} & I C_{yy} & I C_{yz} \\ I C_{zx} & I C_{zy} & I C_{zz} \end{bmatrix} = \mathbf{A}_{IN} \mathbf{N} \mathbf{c} \mathbf{A}_{IN}^T \quad (51)$$

$${}_B \mathbf{c} = \begin{bmatrix} B C_{xx} & B C_{xy} & B C_{xz} \\ B C_{yx} & B C_{yy} & B C_{yz} \\ B C_{zx} & B C_{zy} & B C_{zz} \end{bmatrix} = \mathbf{A}_{BN} \mathbf{N} \mathbf{c} \mathbf{A}_{BN}^T \quad (52)$$

5.4.2 Steifigkeitsmatrix für Kugelgewindetriebe

5.4.2.1 Dimension und Struktur der Matrix

Das Modell des Kugelgewindetriebes soll einen Referenzknoten 1 der Spindel mit einem Referenzknoten 2 der Mutter, welche deckungsgleich auf der Spindelachse im Mittelpunkt der Mutter (Referenzknoten \ominus , siehe Bild 36) liegen, koppeln. Hierzu wird eine Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} gesucht, welche die Gesamtsteifigkeit aller Kugeln in den sechs Raumfreiheitsgraden abbildet und dabei den Schraubfreiheitsgrad ungefesselt belässt. Die Matrix muss also singular sein und die Dimension 12×12 haben:

$$\mathbf{C}_{KGT} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{11} & -\mathbf{C}_{12} \\ -\mathbf{C}_{21} & \mathbf{C}_{22} \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \mathbf{C}_{ij} = \begin{bmatrix} C_{ix,jx} & C_{ix,jy} & C_{ix,jz} & C_{ix,j\varphi} & C_{ix,j\chi} & C_{ix,j\psi} \\ C_{iy,jx} & C_{iy,jy} & C_{iy,jz} & C_{iy,j\varphi} & C_{iy,j\chi} & C_{iy,j\psi} \\ C_{iz,jx} & C_{iz,jy} & C_{iz,jz} & C_{iz,j\varphi} & C_{iz,j\chi} & C_{iz,j\psi} \\ C_{i\varphi,jx} & C_{i\varphi,jy} & C_{i\varphi,jz} & C_{i\varphi,j\varphi} & C_{i\varphi,j\chi} & C_{i\varphi,j\psi} \\ C_{i\chi,jx} & C_{i\chi,jy} & C_{i\chi,jz} & C_{i\chi,j\varphi} & C_{i\chi,j\chi} & C_{i\chi,j\psi} \\ C_{i\psi,jx} & C_{i\psi,jy} & C_{i\psi,jz} & C_{i\psi,j\varphi} & C_{i\psi,j\chi} & C_{i\psi,j\psi} \end{bmatrix} \quad (53, 54)$$

Die Indizes $ij = 1, 2$ bezeichnen die Knotennummern der zu koppelnden Referenzknoten mit den translatorischen und rotatorischen Inertialfreiheitsgraden x, y, z bzw. φ, χ, ψ . Die Steifigkeit des Kugelgewindetriebes ergibt sich als Gesamtsteifigkeit aller im Eingriff befindlichen Kugeln. Um die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} herzuleiten, sind die Kugelsteifigkeitstensoren ${}_I \mathbf{c}$ (3×3 -Matrizen, Gl. 51) im I -System von den jeweiligen Aufenthaltsorten der Kugeln (Kugelmittelpunkte) am Spindelumfang an die Position der Referenzknoten zu transformieren und über alle Kugeln zu summieren. Infolge der Verschiebung der Bezugssysteme aus den Kugelmittelpunkten in die Referenzknoten entstehen dabei in der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} die rotatorischen Anteile.

Wegen des Maxwell'schen Reziprozitätstheorems muss die Matrix \mathbf{C}_{KGT} symmetrisch sein:

$$\mathbf{C}_{KGT} = \mathbf{C}_{KGT}^T \quad (55)$$

Da der Kugelgewindetrieb wegen des gemeinsamen Wirkdurchmessers (Kugelmittendurchmesser d_n) der Spindel und der Mutter keinen Kraft- und keinen Momentenwandel hervorruft, sind die Elemente der Untermatrizen C_{ij} betragsmäßig identisch und wegen Gl. (55) auch innerhalb der Nebendiagonalen Blöcke symmetrisch:

$$C_{11} = C_{12} = C_{21} = C_{22} \quad \text{und} \quad C_{ij} = C_{ij}^T \quad (56, 57)$$

Zur Herleitung der Steifigkeitsmatrix C_{KGT} genügt also die Bestimmung einer der Untermatrizen, z. B. durch Betrachtung eines Knotens.

5.4.2.2 Spezifische Kugelsteifigkeit

Die Transformation (51) liefert mit den Gleichungen (45) bis (49) den Steifigkeitstensor c einer Kugel im Inertialsystem I in Abhängigkeit von der azimuthalen Winkellage γ der Kugel (siehe Gl. 46). Da sich die Gesamtsteifigkeit des Kugelgewindetriebes mit dem Vorrücken aller Kugeln um jeweils eine Position periodisch wiederholt und alle dazwischen liegenden Zustände gleich häufig auftreten, ist es sinnvoll, mit einer über den Azimutwinkel (Spindelumfang) gemittelten Kugelsteifigkeit zu rechnen. Mit dem gleichen Argument kann über die Spindellänge gemittelt werden. Die Verteilung der Kugelsteifigkeit über den Winkel $\Delta\gamma$ zwischen zwei benachbarten Kugeln und den Abstand $\Delta l = P/i$ (Spindelsteigung P , Zahl der Gewinderillen i) zwischen zwei benachbarten Gewinderillen definiert die spezifische Kugelsteifigkeit:

$$\bar{c}_n := \frac{c_n}{\Delta l \Delta \gamma} \quad (58)$$

Mit der Annahme des kontinuierlichen Steifigkeitsverlaufs kann die Steifigkeitsmatrix C_{KGT} des Kugelgewindetriebes anstelle der Summation über alle Kugeln nun ohne die Kenntnis der diskreten Lagen der Kugeln als Flächenintegral über dem Umfang 2π und der Eingriffslänge l_M der Mutter im I -System berechnet werden:

$$C_{kl} = \iint_I \bar{c}_{kl} d\gamma dx; \quad k, l = x, y, z, \varphi, \chi, \psi \quad (59)$$

$$l_M \cdot 2\pi$$

Die durch die Integration herzuleitenden Formulierungen gelten für Doppelmuttern und Müttern mit Vierpunktkontakt gleichermaßen, da eine Mutter mit Vierpunktkontakt, wie in Bild 39 dargestellt, gedanklich in zwei Doppelmuttern halber Steifigkeit zerlegt werden kann.

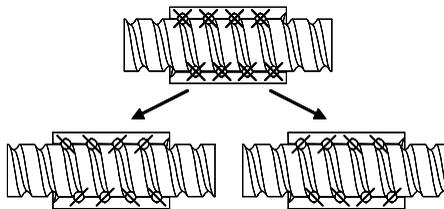


Bild 39: Zwei Doppelmuttern als Ersatzmodell für eine Mutter mit Vierpunktkontakt

Die beiden fiktiven Kugelgewindetriebe unterscheiden sich lediglich in der Vorspannrichtung. In Summe verhalten sie sich entsprechend der Formulierungen für eine tatsächliche Doppelmutter. Bei der Integration über die Eingriffslänge ist lediglich für den Distanzring die Länge l_D gleich Null zu setzen.

5.4.2.3 Axialsteifigkeit

Die Axialsteifigkeit $C_{ax} = C_{xx}$ des Kugelgewindetriebes erhält man, da nur translatorische Freiheitsgrade betrachtet werden, direkt durch Integration der axialen Steifigkeitsanteile ${}_I c_{xx}$ oder ${}_B c_{xx}$ der Kugeln im I - oder B -System. Diese ergeben sich unter Verwendung der spezifischen Kugelsteifigkeit (Gl. 58) aus den Transformationen (51) oder (52):

$${}_I \bar{c}_{xx} = {}_B \bar{c}_{xx} = \bar{c}_n \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta \quad (60)$$

Die Integration nach Gl. (59) liefert damit die Axialsteifigkeit des Kugelgewindetriebes:

$$C_{ax} = C_{xx} = \int \int_I \bar{c}_{xx} d\gamma dx = 2\pi \cdot l_M \cdot \bar{c}_n \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta \cdot l_M \cdot 2\pi \quad (61)$$

Da die Axialsteifigkeit eines Kugelgewindetriebes im Allgemeinen der technischen Produktbeschreibung des jeweiligen Herstellers entnommen und somit als Bekannte betrachtet werden kann, wird Gl. (61) zur Bestimmung der bislang unbekanntenen spezifischen Kugelsteifigkeit umgestellt:

$$\bar{c}_n = \frac{C_{ax}}{2\pi \cdot l_M \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta} \quad (62)$$

5.4.2.4 Radialsteifigkeit

Die radialen Steifigkeiten $C_{rad} = C_{yy} = C_{zz}$ sind aus Symmetriegründen gleich. Sie resultieren aus den radialen Steifigkeitsanteilen ${}_I c_{yy}$ bzw. ${}_I c_{zz}$ der Kugeln im I -System, für die nach der Transformation (51) gilt:

$${}_I \bar{c}_{yy} = \bar{c}_n \cdot (\sin \beta \cdot \cos \gamma + \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \sin \gamma)^2 \quad (63)$$

$${}_I \bar{c}_{zz} = \bar{c}_n \cdot (\sin \beta \cdot \sin \gamma - \sin \alpha \cdot \cos \beta \cdot \cos \gamma)^2 \quad (64)$$

Da auch hier nur translatorische Koordinaten betrachtet werden, sind die radialen Steifigkeitsanteile der Kugeln direkt nach Gl. (59) zu integrieren. Unter Ausnutzung der Symmetrie genügt die Integration über den halben Spindelumfang, wobei die Integrationsgrenzen jeweils geeignet zu wählen sind. Mit Gl. (62) kann die Radialsteifigkeit in Abhängigkeit von der Axialsteifigkeit angegeben werden:

$$\begin{aligned}
 C_{rad} = C_{yy} &= 2 \int_0^{l_M} \int_{-\pi/2}^{\pi/2} \bar{c}_{yy} d\gamma dx = \\
 &= C_{zz} = 2 \int_0^{l_M} \int_0^{\pi} \int_0^0 \bar{c}_{zz} d\gamma dx = \\
 &= \frac{C_{ax} (\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta)}{2 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}
 \end{aligned} \tag{65}$$

5.4.2.5 Torsionssteifigkeit

Die Torsionssteifigkeit $C_{tor} = C_{\varphi\varphi}$ des Kugelgewindetriebes resultiert aus den azimutalen Anteilen der Kugelsteifigkeiten mit dem Wirkradius $d_n/2$ (Kugelmittkreis). Im Koordinatensystem B sind dies die in z -Richtung orientierten Steifigkeitsanteile ${}_B C_{zz}$, die man mit der Transformation (52) und Gl. (62) erhält:

$${}_B \bar{c}_{zz} = \bar{c}_n \cdot \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta = \frac{C_{ax}}{2\pi \cdot l_M} \tan^2 \alpha \tag{66}$$

Die im I - oder B -System auf die Referenzknoten (Spindelachse) bezogene Torsionssteifigkeit ${}_I C_{\varphi\varphi} = {}_B C_{\varphi\varphi}$ und die am Kugelmittkreis wirkende Azimutalsteifigkeit ${}_B C_{zz}$ einer Kugel sind definiert als:

$${}_I C_{\varphi\varphi} = {}_B C_{\varphi\varphi} := \frac{{}_B dm_\varphi}{{}_B d\varphi} \quad \text{und} \quad {}_B C_{zz} := \frac{{}_B df_z}{{}_B dz} \tag{67, 68}$$

Die kinematischen Beziehungen zwischen den Momenten ${}_B dm_\varphi$ und Rotationen ${}_B d\varphi$ der Referenzknoten sowie den azimutalen Kräften ${}_B df_z$ und Translationen ${}_B dz$ am Kugelmittkreis lauten im B -System:

$${}_B dm_\varphi = \frac{d_n}{2} {}_B df_z \quad \text{und} \quad {}_B dz = \frac{d_n}{2} {}_B d\varphi \tag{69, 70}$$

Eingesetzt in die Gln. (67) und (68) erhält man die Umrechnung der Azimutalsteifigkeit einer Kugel in einen Torsionssteifigkeitsanteil am Referenzknoten:

$${}_I C_{\varphi\varphi} = {}_B C_{\varphi\varphi} = \frac{d_n^2}{4} \frac{{}_B df_z}{{}_B dz} = \frac{d_n^2}{4} {}_B C_{zz} \tag{71}$$

Mit Gl. (66) kann die Torsionssteifigkeit des Kugelgewindetriebes durch Integration von Gl. (71) entsprechend Gl. (59) berechnet werden:

$$C_{tor} = C_{\varphi\varphi} = \frac{\iint \bar{c}_{\varphi\varphi} d\gamma dx}{l_M \cdot 2\pi} = \frac{d_n^2}{4} C_{ax} \tan^2 \alpha \tag{72}$$

5.4.2.6 Schraubsteifigkeit

Die Schraubsteifigkeiten $C_{x\varphi}$ und $C_{\varphi x}$ koppeln die axialen und rotatorischen Freiheitsgrade x bzw. φ der Spindel und der Mutter. Sie wirken normal zum Schraubfreiheitsgrad und bilden somit die Hauptsteifigkeit des Kugelgewindetriebes. Nach Gln. (56) und (57) sind die Schraubsteifigkeiten $C_{schr} = C_{x\varphi} = C_{\varphi x}$ identisch. Wegen der Symmetrie sind sie bei der Transformation zwischen B - und I -System invariant. Im B -System ist die Schraubsteifigkeit als Quotient einer Axialkraft ${}_B df_x$ zu einer Azimutalverdrehung ${}_B d\varphi$ der Referenzknoten definiert. Mit der kinematischen Beziehung (70) gilt daher für den Schraubsteifigkeitsanteil einer Kugel:

$${}_I c_{x\varphi} = {}_B c_{x\varphi} := \frac{{}_B df_x}{{}_B d\varphi} = \frac{d_n}{2} \frac{{}_B df_x}{{}_B dz} = \frac{d_n}{2} {}_B c_{xz} \quad \text{mit} \quad {}_B c_{xz} := \frac{{}_B df_x}{{}_B dz} \quad (73, 74)$$

Die axial-azimutale Komponente ${}_B c_{xz}$ der Kugelsteifigkeit erhält man im B -System aus der Transformation (52) und mit Gl. (62):

$${}_B \bar{c}_{xz} = -\bar{c}_n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \cdot \cos^2 \beta = -\frac{C_{ax} \cdot \tan \alpha}{2\pi \cdot l_M} \quad (75)$$

Zur Berechnung der Schraubsteifigkeit ist damit wieder die Integration nach Gl. (59) durchzuführen:

$$C_{schr} = C_{x\varphi} = \iint_I \bar{c}_{x\varphi} d\gamma dx = -C_{ax} \frac{d_n}{2} \tan \alpha \quad (76)$$

$$l_M \cdot 2\pi$$

5.4.2.7 Kippsteifigkeit

Wegen der Symmetrie sind wie die Radialsteifigkeiten (siehe Gl. 65) auch die Kippsteifigkeiten $C_{kipp} = C_{\chi\chi} = C_{\psi\psi}$ gleich. Zur Kippsteifigkeit tragen sowohl die radialen als auch die axialen Steifigkeitsanteile der Kugeln bei.

Betrachtet man eine Kippung ${}_I d\chi$ der Spindel um die y -Achse (\mathbf{e}_y) im I -System und vernachlässigt man dabei die Krümmung der Spindel, kippen alle Spindelquerschnitte im Eingriffsbereich der Mutter um den gleichen Winkel. Die Punkte auf den Wirkkreisen d_n (Kugelmittelpunkte) erfahren hierbei Axialverschiebungen ${}_I dx$ in Abhängigkeit von ihrer azimutalen Winkellage:

$${}_I dx = \frac{d_n}{2} \sin \gamma {}_I d\chi \quad (77)$$

Da die Umrechnung der axialen Kraftreaktion ${}_I df_x$ einer Kugel in ein Kippmoment ${}_I dm_\chi$ am Referenzknoten über den gleichen kinematischen Zusammenhang erfolgt, erhält man für den aus der Axialsteifigkeit ${}_I c_{xx}$ einer Kugel resultierenden Kippsteifigkeitsanteil ${}_I c_{\chi\chi,ax}$:

$${}_I c_{\chi\chi,ax} := \frac{{}_I dm_{\chi,ax}}{{}_I d\chi} = \left(\frac{d_n}{2} \sin \gamma \right)^2 \frac{{}_I df_x}{{}_I dx} = \left(\frac{d_n}{2} \sin \gamma \right)^2 {}_I c_{xx} \quad \text{mit} \quad {}_I c_{xx} := \frac{{}_I df_x}{{}_I dx} \quad (78, 79)$$

Analog dazu erhält man bei einer Kippung der Spindel um die z-Achse für die Kippsteifigkeit ${}_I C_{\psi\psi,ax}$ einer Kugel am Referenzknoten:

$${}_I C_{\psi\psi,ax} := \frac{{}_I dm_{\psi,ax}}{{}_I d\psi} = \left(\frac{d_n}{2} \cos \gamma \right)^2 \frac{{}_I df_x}{{}_I dx} = \left(\frac{d_n}{2} \cos \gamma \right) {}_I C_{xx} \quad (80)$$

Die spezifische Axialsteifigkeit ${}_I \bar{c}_{xx}$ einer Kugel ist laut den Gln. (60) und (62) im I-System:

$${}_I \bar{c}_{xx} = \bar{c}_n \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta = \frac{C_{ax}}{2\pi \cdot l_M} \quad (81)$$

Der aus dem Axialanteil der Kugelsteifigkeiten resultierende Kippsteifigkeitsanteil $C_{kipp,ax}$ berechnet sich nun durch die Integration nach Gl. (59). Aus Symmetriegründen wurde hier über einen Viertelkreis integriert, da jeder der vier Quadranten des Spindelumfangs den gleichen Anteil zur Kippsteifigkeit beiträgt:

$$\begin{aligned} C_{kipp,ax} = C_{\chi\chi,ax} &= 4 \int_0^{l_M} \int_0^{\pi/2} {}_I \bar{c}_{xx} \left(\frac{d_n}{2} \sin \gamma \right)^2 d\gamma dx = \\ &= C_{\psi\psi,ax} = 4 \int_0^{l_M} \int_0^{\pi/2} {}_I \bar{c}_{xx} \left(\frac{d_n}{2} \cos \gamma \right)^2 d\gamma dx = \frac{d_n^2}{8} C_{ax} \end{aligned} \quad (82)$$

Durch die Kippung ${}_I d\chi$ der Spindel erfahren die Spindelquerschnitte im Eingriffsbereich der Mutter auch eine Radialverschiebung ${}_I dz$ in z-Richtung. Vernachlässigt man auch hier die Krümmung der Spindel, so ist die Radialverschiebung proportional zur axialen Entfernung x des Spindelquerschnittes vom Referenzpunkt:

$${}_I dz = x {}_I d\chi \quad (83)$$

Die Radialverschiebung ${}_I dz$ ist für alle Punkte am Wirkkreis eines Spindelquerschnittes gleich. Der aus der Radialsteifigkeit ${}_I C_{zz}$ einer Kugel resultierende Kippsteifigkeitsanteil ${}_I C_{\chi\chi,rad}$ lautet:

$${}_I C_{\chi\chi,rad} := \frac{{}_I dm_{\chi,rad}}{{}_I d\chi} = x^2 \frac{{}_I df_z}{{}_I dz} = x^2 {}_I C_{zz} \quad \text{mit} \quad {}_I C_{zz} := \frac{{}_I df_z}{{}_I dz} \quad (84, 85)$$

Für die Kippsteifigkeit ${}_I C_{\psi\psi,rad}$ gilt analog:

$${}_I C_{\psi\psi,rad} := \frac{{}_I dm_{\psi,rad}}{{}_I d\psi} = x^2 \frac{{}_I df_y}{{}_I dy} = x^2 {}_I C_{yy} \quad \text{mit} \quad {}_I C_{yy} := \frac{{}_I df_y}{{}_I dy} \quad (86, 87)$$

Mit den spezifischen Radialsteifigkeiten ${}_I C_{yy}$ und ${}_I C_{zz}$ einer Kugel nach den Gln. (62) bis (64) folgt nun auch der aus diesem Steifigkeitsanteil der Kugeln resultierende Kippsteifigkeitsanteil $C_{kipp,rad}$ durch die Integration nach Gl. (59). Die Symmetrie erlaubt hier eine Aufteilung des Integrals in je zwei Hälften über den Umfang und über die Länge. Wegen der Abhängigkeit des Integranden von der x-Koordinate muss bei Doppelmuttern der Distanzring bei der Wahl der Integrationsgrenzen berücksichtigt werden. Bei Müttern mit Vierpunktkontakt ist dessen Länge gleich Null zu setzen.

$$\begin{aligned}
 C_{kipprad} &= C_{\chi\chi,rad} = 4 \frac{l_D + l_M}{2} \int_0^{\frac{l_D}{2}} \int_I \bar{c}_{zz} x^2 d\gamma dx = \\
 &= C_{\psi\psi,rad} = 4 \frac{l_D + l_M}{2} \int_0^{\frac{l_D}{2}} \int_I \bar{c}_{yy} x^2 d\gamma dx = \\
 &= \frac{C_{ax} (\sin^2 \beta + \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta)}{8 \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta} \left(l_D^2 + l_D l_M + \frac{1}{3} l_M^2 \right) = \\
 &= \frac{C_{rad}}{4} \left(l_D^2 + l_D l_M + \frac{1}{3} l_M^2 \right)
 \end{aligned} \tag{88}$$

Die Kippsteifigkeit $C_{kipprad}$ des Kugelgewindetriebes ist die Summe der aus den axialen und radialen Kugelsteifigkeitsanteilen resultierenden Kippsteifigkeiten $C_{kipprad,ax}$ und $C_{kipprad,rad}$:

$$C_{kipprad} = C_{kipprad,ax} + C_{kipprad,rad} = \frac{d_n^2}{8} C_{ax} + \frac{C_{rad}}{4} \left(l_D^2 + l_D l_M + \frac{1}{3} l_M^2 \right) \tag{89}$$

5.4.2.8 Sonstige Steifigkeiten

In den beiden Einzelmuttern einer Doppelmutter haben die Lastwinkel β wegen der Vorspannung umgekehrte Vorzeichen. Da in den bisherigen Betrachtungen der Winkel β immer in quadratischen Termen auftrat, musste diese Unterscheidung nicht vorgenommen werden. Für die noch zu betrachtenden Elemente der Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} zeigt sich, dass diese wegen des Vorzeichenwechsels gleich Null sind.

Beispielsweise werden die Umlaufkugeln bei einer Radialverschiebung ${}_B d\gamma$ oder einer Kippung ${}_B d\psi$ der Spindel radial beansprucht. Dabei ist die axial-radiale Kugelsteifigkeit ${}_B c_{xy}$ im B -System durch die Transformation (52) gegeben:

$${}_B c_{xy} = c_n (\cos \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta) \tag{90}$$

Wegen des Vorzeichenwechsels im Lastwinkel β heben sich nach Gl. (90) die axialen Reaktionskräfte für Kugelpaare, die sich in den beiden Einzelmuttern symmetrisch gegenüberliegen, auf. Somit ist die axiale Gesamtreaktion des Kugelgewindetriebes, die sich als Flächenintegral des axialen Reaktionsdruckes (vgl. Gl. 59) über das Eingriffsgebiet beider Einzelmuttern berechnet, gleich Null. Nach dem Maxwell'schen Reziprozitätstheorem ist dann auch die gesamte Radial- und Kippreaktion für eine Axialverlagerung der Spindel gleich Null.

Ferner ist die bi-radiale Kugelsteifigkeit ${}_I C_{yz}$ im I -System durch die Transformation (51) definiert:

$${}_I \bar{c}_{yz} = \bar{c}_n [(\sin^2 \beta - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta) \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma + \sin \alpha \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta \cdot (\sin^2 \gamma - \cos^2 \gamma)] \quad (91)$$

Hier zeigt sich durch Integration über den Spindelumfang (inneres Integral nach Gl. 59), dass die bi-radiale Steifigkeit ${}_I C_{yz}$ für einen Umlauf verschwindet:

$$\frac{{}_I C_{yz}}{l_M} = \int_0^\pi {}_I \bar{c}_{yz} d\gamma = 0 \quad (92)$$

Somit treten in der Gesamtheit aller Kugeln auch infolge der bi-radialen Kugelsteifigkeitsanteile keine weiteren Radial- oder Kippreaktionen auf.

5.4.2.9 Steifigkeitsmatrix

Mit den oben formulierten Steifigkeitstermen erhält die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} (Gln. 53 mit 54) des Kugelgewindetriebes die folgende Form:

$$\mathbf{C}_{KGT} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{11} & -\mathbf{C}_{12} \\ -\mathbf{C}_{21} & \mathbf{C}_{22} \end{bmatrix} \quad \text{mit} \quad \mathbf{C}_{ij} = \begin{bmatrix} C_{ax} & 0 & 0 & C_{schr} & 0 & 0 \\ 0 & C_{rad} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & C_{rad} & 0 & 0 & 0 \\ C_{schr} & 0 & 0 & C_{tor} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{kipp} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{kipp} \end{bmatrix} \quad (93, 94)$$

Die Elemente der Matrix berechnen sich mit den Gleichungen (65), (72), (76) und (89) aus der axialen Steifigkeit C_{ax} und den geometrischen Parametern des Kugelgewindetriebes. Diese sind der Nenndurchmesser d_n , die Gewindesteigung P (bzw. der Steigungswinkel α), die Eingriffslänge l_M der Mutter, die Länge l_D des Distanzringes sowie der Lastwinkel β und können im Allgemeinen der technischen Produktbeschreibung des Herstellers entnommen werden. Bezüglich des Lastwinkels β sei hier noch angemerkt, dass dieser Eingabeparameter wegen der lokalen Strukturelastizität an der Kontaktstelle (Hertz'sche Pressung) kein rein geometrischer Parameter ist, sondern auch von der Vorspannung und von der Betriebslast abhängt (OPHEY 1986, HUANG & RAVANI 1995). Für lineare Systemanalysen, zu deren Zweck die Modellbildung hier durchgeführt wird, kann der Wert aber als konstant angenommen werden, sofern vorgespannte Systeme betrachtet werden.

5.4.3 FEM-Modellierung von Kugelgewindetrieben

Zur Applikation der Steifigkeitsmatrix in einem FEM-Programmsystem ist diese als spezielles finites Element zu implementieren. Da diese Möglichkeit dem praktischen Anwender nicht immer zugänglich ist, wurde eine Vorgehensweise entwickelt, den Kugelgewindetrieb mit diskreten Federelementen zu modellieren (Bild 40). Diese Elemente stehen in allen FEM-Programmen zur Verfügung.

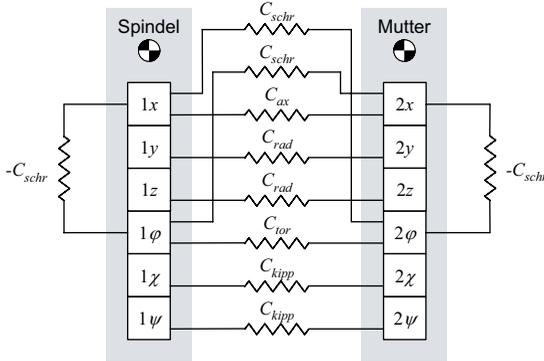


Bild 40: Federmodell für Kugelgewindetriebe

Zunächst werden, wie in Bild 40 dargestellt, die Referenzknoten der Kugelgewinde-spindel (Knoten 1) und der Mutter (Knoten 2) mit drei translatorischen (C_{ax} , $2 \times C_{rad}$) und drei rotatorischen Federelementen (C_{tor} , $2 \times C_{kipp}$) gekoppelt. Die Elementsteifigkeitsmatrizen dieser sechs Federelemente definieren die Diagonalelemente der Matrixblöcke C_{ij} (Gl. 54 bzw. 94) und lauten wie folgt:

$$\mathbf{C}_{1x-2x} = \begin{bmatrix} C_{ax} & | & -C_{ax} \\ -C_{ax} & | & C_{ax} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C}_{1y-2y} = \mathbf{C}_{1z-2z} = \begin{bmatrix} C_{rad} & | & -C_{rad} \\ -C_{rad} & | & C_{rad} \end{bmatrix}; \quad (95, 96)$$

$$\mathbf{C}_{1\phi-2\phi} = \begin{bmatrix} C_{tor} & | & -C_{tor} \\ -C_{tor} & | & C_{tor} \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C}_{1\chi-2\chi} = \mathbf{C}_{1\psi-2\psi} = \begin{bmatrix} C_{kipp} & | & -C_{kipp} \\ -C_{kipp} & | & C_{kipp} \end{bmatrix}. \quad (97, 98)$$

Die auf den Nebendiagonalen der Matrixblöcke C_{ij} (Gl. 94) symmetrisch angeordneten Schraubsteifigkeiten C_{schr} koppeln die Translations- und Rotationsfreiheitsgrade (x bzw. ϕ) in bzw. um die Spindelrichtung. Sie werden durch vier Federelemente definiert, die über Kreuz zu schalten sind (siehe Bild 40). Zur Wahrung des Kräftegleichgewichts erfolgen diese Kopplungen sowohl zwischen den beiden Referenzknoten als auch - mit umgekehrtem Vorzeichen - innerhalb jedes einzelnen der beiden Knoten. Zu diesen Federelementen gehören die folgenden Elementsteifigkeitsmatrizen, die hier der Übersichtlichkeit halber mit Nullzeilen und Nullspalten auf die vier von der Kreuzkopplung betroffenen Knotenfreiheitsgrade ($1x$, 1ϕ , $2x$, 2ϕ) erweitert wurden:

$$\mathbf{C}_{1x-1\varphi} = \begin{bmatrix} -C_{schr} & C_{schr} & 0 & 0 \\ C_{schr} & -C_{schr} & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C}_{1x-2\varphi} = \begin{bmatrix} C_{schr} & 0 & 0 & -C_{schr} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 0 \\ -C_{schr} & 0 & 0 & C_{schr} \end{bmatrix}; \quad (99, 100)$$

$$\mathbf{C}_{2x-1\varphi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & C_{schr} & -C_{schr} & 0 \\ \hline 0 & -C_{schr} & C_{schr} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad \mathbf{C}_{2x-2\varphi} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \hline 0 & 0 & -C_{schr} & C_{schr} \\ 0 & 0 & C_{schr} & -C_{schr} \end{bmatrix}. \quad (101, 102)$$

Die Überlagerung dieser vier Elementmatrizen (Gln. 99 bis 102) besetzt die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} des Kugelgewindetriebes (Gln. 53, 54 bzw. 93, 94) genau mit den nebendiagonalen Schraubsteifigkeitstermen C_{schr} :

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{1x-1\varphi} + \mathbf{C}_{1x-2\varphi} + \mathbf{C}_{2x-1\varphi} + \mathbf{C}_{2x-2\varphi} &= \begin{bmatrix} 0 & C_{schr} & 0 & -C_{schr} \\ C_{schr} & 0 & -C_{schr} & 0 \\ \hline 0 & -C_{schr} & 0 & C_{schr} \\ -C_{schr} & 0 & C_{schr} & 0 \end{bmatrix} =: \\ &= \begin{bmatrix} C_{1x,1x} & C_{1x,1\varphi} & C_{1x,2x} & C_{1x,2\varphi} \\ C_{1\varphi,1x} & C_{1\varphi,1\varphi} & C_{1\varphi,2x} & C_{1\varphi,2\varphi} \\ \hline C_{2x,1x} & C_{2x,1\varphi} & C_{2x,2x} & C_{2x,2\varphi} \\ C_{2\varphi,1x} & C_{2\varphi,1\varphi} & C_{2\varphi,2x} & C_{2\varphi,2\varphi} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (103)$$

Die vollständige Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} des Kugelgewindetriebes (Gl. 93 mit 94) ergibt sich durch Überlagerung aller zehn in den Gleichungen (95) bis (102) angegebenen Elementmatrizen. Hierzu sind die Elementmatrizen durch Ergänzen von Nullzeilen und -spalten auf die Dimension der Gesamtsteifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} (12×12 , vgl. Gl. 53 mit 54) zu erweitern und können anschließend addiert werden:

$$\begin{aligned} \mathbf{C}_{KGT} &= \mathbf{C}_{1x-2x} + \mathbf{C}_{1y-2y} + \mathbf{C}_{1z-2z} + \mathbf{C}_{1\varphi-2\varphi} + \mathbf{C}_{1\chi-2\chi} + \mathbf{C}_{1\psi-2\psi} + \\ &+ \mathbf{C}_{1x-1\varphi} + \mathbf{C}_{1x-2\varphi} + \mathbf{C}_{2x-1\varphi} + \mathbf{C}_{2x-2\varphi} \end{aligned} \quad (104)$$

Zur Modellierung eines Kugelgewindetriebes in der praktischen Anwendung ist also der Referenzknoten der Spindelwelle gemäß Bild 40 durch zehn Federelemente mit dem Referenzknoten der Mutter zu koppeln. Jedem Federelement wird ein Steifigkeitswert zugewiesen, der gemäß den Abschnitten 5.4.2.3 bis 5.4.2.7 berechnet werden kann. Mit diesem Federmodell ist die Steifigkeitsmatrix \mathbf{C}_{KGT} (Gl. 93) vollständig definiert und wird beim Aufstellen der Systemmatrizen durch den FEM-Solver erzeugt. Das in Bild 40 dargestellte und gemäß den Gleichungen (61), (65), (72), (76) und (89) parametrisierte Modell wird für den in Abschnitt 5.2.5 definierten Modellbaustein verwendet.

5.5 Behandlung von Starrkörperbewegungen

5.5.1 Mechanismenmoden

Da die Vorschubachsen einer Werkzeugmaschine erst durch die Antriebsregelung gefesselt werden, ist das rein mechanische System statisch unterbestimmt. Ein FEM-Modell, das nach der oben dargestellten Vorgehensweise erzeugt wurde, beinhaltet deshalb die maschinenkinematischen Mechanismen. Das bedeutet, dass die Vorschubachsen in Vorschubrichtung ohne innere Verzerrung der elastischen Bauteile frei beweglich sind. Die Vorschubbewegung des Schlittens ist dabei durch das frei schraubende Modell des Kugelgewindetriebes mit einer Rotation des Antriebsstrangs gekoppelt.

Die statische Unterbestimmtheit äußert sich numerisch in einer singulären Steifigkeitsmatrix. Das Gleichungssystem enthält dann für statische Lastsituationen keine Lösungen. Jedoch sind dynamische Systeme nicht in jedem Fall singulär. Trägheitsbehaftete Systeme haben für äußere Kräfteinwirkungen eindeutige Lösungen, z. B. beschleunigen sie gleichförmig unter konstanten Kräften. Systeme mit Dämpfung nähern sich unter dieser Randbedingung asymptotisch einer Grenzgeschwindigkeit. Bei der Lösung des Eigenwertproblems (5) für das konservative System zweiter Ordnung (4) zeigt sich das Vorliegen von Mechanismen an verschwindenden Eigenwerten. Da Eigenwerte mit Betrag Null keine Formänderungsenergie beinhalten, beschreiben die zugehörigen Eigenvektoren Φ_s reine Starrkörperverschiebungen – und zwar in den Formen der im FEM-Modell enthaltenen Mechanismen. Diese sog. Mechanismenmoden liefern dementsprechend keine Beiträge zur generalisierten Systemsteifigkeit (vgl. Gln. 12, 16; MSC 2004):

$$\tilde{\mathbf{K}}_{ss} := \mathbf{\Omega}_{ss}^2 = \Phi_s^T \mathbf{K} \Phi_s = \mathbf{0} \quad (105)$$

Sie beinhalten jedoch die generalisierten Massen der einzelnen Mechanismen. Für massennormierte Eigenvektoren (vgl. Gln. 11, 14) gilt:

$$\tilde{\mathbf{M}}_{ss} := \Phi_s^T \mathbf{M} \Phi_s = \mathbf{I}_{ss} \quad (106)$$

Die Eigenvektoren Φ_s der Mechanismenmoden sind sowohl untereinander als auch in Bezug auf die elastischen Eigenvektoren Φ_e orthogonalisierbar. In einer nach ansteigenden Eigenwerten sortierten Modalbasis Φ (Gl. 8) bilden sie entsprechende Spaltenräume:

$$\Phi = [\Phi_s \quad \Phi_e] \quad (107)$$

Durch diese Partitionierung der Modalbasis spaltet sich das entkoppelte Gleichungssystem (13) in einen starrkörper-kinetischen (Index s) und einen elasto-dynamischen Teil (Index e):

$$\begin{bmatrix} \mathbf{I}_{ss} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I}_{ee} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{q}}_s \\ \ddot{\mathbf{q}}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{D}}_{ss} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{D}}_{ee} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{q}}_s \\ \dot{\mathbf{q}}_e \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{\Omega}_{ee}^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{q}_s \\ \mathbf{q}_e \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \tilde{\mathbf{F}}_s \\ \tilde{\mathbf{F}}_e \end{bmatrix} \quad (108)$$

Diese Form des Gleichungssystems erlaubt die gemeinsame Behandlung und damit geschlossene Berechnung der starren und elastischen Bewegungsanteile einer Maschinenstruktur, erfordert jedoch, wie im folgenden Abschnitt ausgeführt, eine Unterscheidung bei der Konstruktion der Dämpfungsmatrix.

5.5.2 Dämpfung der Mechanismenmoden

Die Mechanismenmoden besitzen keine elastischen Energiespeicher (siehe Abschnitt 5.5.1) und sind deshalb nicht schwingungsfähige Systemteile. Da ihre Eigenwerte Ω_{ss}^2 gleich Null sind (Gl. 105), lassen sich die Dämpfungskräfte für diese Moden nicht gemäß Gl. (21) mit Lehr'schen Dämpfungsmaßen beschreiben. Gleichwohl sind die starrkörperkinetischen Bewegungsanteile aber mit Reibung behaftet. Im Allgemeinen haben Reibungseffekte nichtlinearen Charakter und müssen explizit, z. B. als äußere Kräfte, modelliert werden. Entsprechende Modelle sind allerdings nur bei transienten Berechnungen anwendbar. Im Folgenden ist deshalb eine Vorgehensweise aufgezeigt, die es ermöglicht, die durch Mechanismenmoden dissipierte Energie bei linearen Analysen in der verallgemeinerten Dämpfungsmatrix zu berücksichtigen, indem für die Reibungseffekte viskoses Verhalten angenommen wird.

Da die Mechanismenmoden reine Starrkörperbewegungen von Teilstrukturen beschreiben, wird durch diese Moden keine Energie im Inneren der Struktur dissipiert. Relativbewegungen treten nur an den tribologischen Kontaktstellen zwischen den Strukturkörpern auf. Dementsprechend sind bei Starrkörperbewegungen nur an diesen Stellen Energieverluste möglich und physikalisch als Reibungswärme zu beschreiben. Die Dämpfungsleistung summiert sich daher modenspezifisch über diejenigen Kontaktstellen, die beim jeweiligen Mechanismus eine Relativbewegung erfahren.

Für die hier betrachteten linearen Formulierungen der Gleichungssysteme, die überwiegend im Frequenzbereich gelöst werden sollen, werden die Reibkontakte nun als viskose Dämpfer angenommen. Die geschwindigkeitsproportionalen Dämpfungskonstanten D_ξ können durch Linearisierung experimentell ermittelter Reibungskennlinien gewonnen werden. Für eine viskose Dämpfung an der Kontaktstelle ξ mit den Referenz-Freiheitsgraden ξ_1 und ξ_2 gilt dann:

$$\begin{bmatrix} D_\xi & -D_\xi \\ -D_\xi & D_\xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_{\xi 1} \\ \dot{x}_{\xi 2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_\xi \\ -F_\xi \end{bmatrix} \quad (109)$$

Beziehungweise gilt für den generalisierten Freiheitsgrad der k -ten Starrkörpermode:

$$\begin{bmatrix} \varphi_{\xi 1, k} \\ \varphi_{\xi 2, k} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} D_\xi & -D_\xi \\ -D_\xi & D_\xi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varphi_{\xi 1, k} \\ \varphi_{\xi 2, k} \end{bmatrix} \dot{q}_k = \begin{bmatrix} \varphi_{\xi 1, k} \\ \varphi_{\xi 2, k} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} F_\xi \\ F_\xi \end{bmatrix} \quad (110)$$

Da bei den Mechanismenmoden in der gesamten Struktur keine elastischen Formänderungen auftreten, befindet sich bei einer isolierten Mechanismenmode der fundamentseitige Freiheitsgrad immer in Ruhe. Wird die Indizierung der Freiheitsgrade so vorgenommen, dass dies für den Freiheitsgrad ξ_2 zutrifft, d. h. $\varphi_{\xi 2, k} = 0$, so gilt:

$$D_\xi \varphi_{\xi 1, k}^2 \dot{q}_k = \tilde{F}_k \quad (111)$$

Die generalisierte Gesamtdämpfung \tilde{D}_{kk} der Mechanismenmode k erhält man schließlich durch Summation der lokalen Dämpfungsterme über alle bewegten Reibkontakte ξ :

$$\tilde{D}_{kk} = \sum_{\xi} \tilde{D}_{kk,\xi} \quad \text{mit} \quad \tilde{D}_{kk,\xi} = D_{\xi} \varphi_{\xi 1,k}^2 \quad (112, 113)$$

Für die praktische Anwendung vereinfacht sich diese Summation, wenn man die räumlich verteilten Dämpfungsterme auf einen Bezugsfreiheitsgrad, z. B. die Motorwelle, reduziert. Dies ist möglich, da die Mechanismenmoden die kinematischen Gesetzmäßigkeiten von Kugelgewindetrieben und Übersetzungsgetrieben in den jeweiligen Vorschubachsen exakt enthalten. Seien rotierende Dämpfkontakte der Motorwelle (z. B. Lager oder eine auf die Motorwelle bezogene Getriebedämpfung) mit dem Index ξ , rotierende Kontakte der Spindel (Lager und Kugelgewindetrieb) mit η und translatorisch bewegte Kontakte des Schlittens (Führungsschuhe) mit ζ bezeichnet, so gilt unter Berücksichtigung der Getriebeübersetzung i und der Spindelsteigung P für die Eigenbewegungen an den Kontaktstellen der Spindel bzw. des Schlittens:

$$\varphi_{\eta 1,k} = \frac{1}{i} \varphi_{\xi 1,k} \quad (114)$$

$$\varphi_{\zeta 1,k} = \frac{P}{2\pi \cdot i} \varphi_{\xi 1,k} \quad (115)$$

Ersetzt man in Gl. (112) mit (113) die entsprechenden Terme durch die Gln. (114) bzw. (115), so kann die gesamte viskose Dämpfung eines Mechanismus auf den Bezugsfreiheitsgrad $\xi 1$ (hier: Motorwelle) reduziert und summiert werden (siehe Klammerterm in Gl. [116]). Zur Transformation der viskosen Gesamtdämpfung der Vorschubachse in einen modalen Dämpfungswert für die zugehörige Mechanismenmode k wird dann nur noch die Eigenbewegung $\varphi_{\xi 1,k}$ am Bezugsfreiheitsgrad $\xi 1$ benötigt:

$$\tilde{D}_{kk} = \left(\sum_{\xi} D_{\xi} + \frac{1}{i^2} \sum_{\eta} D_{\eta} + \frac{P^2}{4\pi^2 \cdot i^2} \sum_{\zeta} D_{\zeta} \right) \varphi_{\xi 1,k}^2 \quad (116)$$

Durch die Reduktion auf den Bezugsfreiheitsgrad erübrigt sich bei der Modellierung die explizite Zuordnung der kontaktspezifischen viskosen Dämpfungswerte zu den spezifischen, u. U. zahlreichen Kontaktfreiheitsgraden.

5.6 Relativ-Übertragungsfunktionen

Zur Beurteilung der strukturdynamischen Eigenschaften einer Werkzeugmaschine muss ihr Übertragungsverhalten (vgl. Abschnitt 4.4) sowohl in Bezug auf die Antriebsregelung als auch in Bezug auf die Zerspankräfte simuliert werden. Hierbei sind die Relativverhältnisse an den Systemein- und -ausgängen zu berücksichtigen.

Jede Kraft ruft eine Gegenkraft hervor (Actio = Reactio) und wirkt am Systemeingang daher als gegengerichtetes Kräftepaar. Beispielsweise wirkt das elektromotorische Moment eines Servomotors in jeweils gegensätzlicher Richtung sowohl auf den Rotor

als auch auf den Stator. Ebenso stellen die Zerspankräfte bei einer Werkzeugmaschine ein gegengerichtetes Kräftepaar zwischen Werkzeug und Werkstück dar (WECK & TEIPEL 1977, ALBERTZ 1995, ZÄH 1995). Als Systemeingänge sind in diesen Fällen also jeweils zwei Strukturfreiheitsgrade I und J zu definieren und mit gegengerichteten Kräften F_I und F_J zu belasten:

$$F_I = F, \quad F_J = -F \quad (117, 118)$$

Entsprechendes gilt für die Systemantworten, welche in der Regel als Relativbewegungen zu betrachten sind. Beispielsweise ergibt sich der Positionsmesswert für die Lageregelung durch die Position des Abstakopfes relativ zur Maßverkörperung. Ebenso ist in Bezug auf den Zerspanprozess nur die Bewegung des Werkzeugs relativ zum Werkstück relevant. Für die Relativverschiebungen Δx zweier Strukturfreiheitsgrade K und L am Systemausgang gilt:

$$\Delta x = x_K - x_L \quad (119)$$

Für die Übertragungsstrecke zwischen dem Systemeingang IJ und dem Systemausgang KL gilt gemäß Gl. (27):

$$\begin{bmatrix} x_K \\ x_L \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N_{KI} & N_{KJ} \\ N_{LI} & N_{LJ} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_I \\ F_J \end{bmatrix} \quad (120)$$

Aus den Gln. (117) bis (120) folgt für die Relativverlagerung Δx :

$$\Delta x = \underbrace{(N_{KI} - N_{KJ} - N_{LI} + N_{LJ})}_{N_{R,KL/IJ}} F \quad (121)$$

Die in Klammern stehende Verrechnung der Übertragungsfunktionen zwischen den Eingangsfreiheitsgraden I, J und den Ausgangsfreiheitsgraden K, L ist die Relativ-Übertragungsfunktion $N_{R,KL/IJ}$. Für diese gilt mit den Gln. (34) und (32):

$$N_{R,KL/IJ}(j\omega) = \sum_i \frac{\varphi_{KI}\varphi_{Li} - \varphi_{KJ}\varphi_{Lj} - \varphi_{Li}\varphi_{Ii} + \varphi_{Lj}\varphi_{Ji}}{\omega_i^2} \cdot S_i(j\omega) \quad (122)$$

Diese Übertragungsfunktion kann z. B. die mechanische Übertragungsstrecke zwischen dem Servomotor (Eingang IJ) und dem Positionsmessgerät (Ausgang KL) eines Regelkreises beschreiben. Fallen der Systemeingang (Ort der Krafteinleitung) und der Systemausgang (Ort der Wirkbewegungen) zusammen, so spricht man von einem kollozierten System. Dies ist beispielsweise gegeben, wenn ein Positionsmessgerät direkt auf der Motorwelle montiert ist. Auch die Relativnachgiebigkeit zwischen dem Tool Center Point und der Zerspanstelle am Werkstück beschreibt in Bezug auf die Zerspankräfte ein kolloziertes System. Wegen $K = I, L = J$ folgt aus Gl. (122) für die Relativ-Übertragungsfunktion $N_{R,IJ/IJ}$ eines kollozierten Systems:

$$N_{R,IJ/IJ}(j\omega) = \sum_i \frac{\varphi_{Ii}^2 - 2\varphi_{Ii}\varphi_{Ji} + \varphi_{Ji}^2}{\omega_i^2} \cdot S_i(j\omega) \quad (123)$$

In analoger Weise sind auch die Mobilitäts- und Inertanzfunktionen bei Relativ-Übertragungssystemen zu behandeln.

5.7 Zusammenfassung

In den vorhergehenden Abschnitten wurde ein Konzept zur FEM-Modellierung von Werkzeugmaschinen-Gestellstrukturen mit integrierten Antriebssträngen entwickelt. In Bezug auf die strukturmechanische Berechnung der Maschinengestelle konnte dabei von einem bereits gefestigten Stand von Wissenschaft und Technik ausgegangen werden. Es wurden Modellbausteine entwickelt, mit deren Hilfe vorhandene Maschinenmodelle sehr effizient um detaillierte und parametrisch modifizierbare Antriebsstrangmodelle ergänzt werden können. Ein Kernbestandteil des Modellierungskonzeptes ist die FEM-Formulierung für Kugelgewindetriebe. Damit wird die elastische Bindung zwischen der Vorschubspindel und der Mutter unter Berücksichtigung der Schraubeigenschaft des Kugelgewindetriebes sehr realitätsnah im Modell abgebildet. Dies ermöglicht es, das dynamische Verhalten der Antriebsstrang- und Gestellstrukturen gekoppelt zu simulieren.

Der Modellbaustein zur Parametrierung der Achsbaugruppen gestattet es darüber hinaus, die Positionen der Vorschubachsen automatisiert zu verändern. Somit können auf effiziente Art und Weise auch Arbeitsraumstudien durchgeführt werden. Diesbezüglich bestand bei FEM-Berechnungen bislang ein wesentliches Defizit.

Durch die Anwendung der parametrischen Modellbausteine in Verbindung mit einem universellen FEM-Programmsystem stellt das in dieser Arbeit entwickelte Verfahren eine konsequente Erweiterung für bestehende Konstruktions- und Berechnungsumgebungen in der Werkzeugmaschinenentwicklung dar. Für strukturmechanische Berechnungen im Rahmen der Gestellkonstruktion erzeugte Modelle können weiter verwendet werden und bilden somit den Ausgangspunkt für alle in dieser Arbeit beschriebenen Modellierungs- und Berechnungsschritte.

Die Vorschubachsen werden durch die vorgeschlagene Modellbildung nicht mechanisch gefesselt. In den Lösungen der Bewegungsgleichungen sind deshalb auch Starrkörperbewegungen enthalten. Dies ist im Hinblick auf die spätere Verwendung des Modells im Rahmen einer Regelungssimulation eine wichtige Eigenschaft, da die Parametrierung der Regelstrecken mit dem FEM-Modell somit auch die Simulation von kleineren Führungsbewegungen erlaubt. Allerdings erfordert die entkoppelte Darstellung der Bewegungsgleichungen eine besondere Behandlung der durch die Starrkörpermoden dissipierten Energie. Ein Vorschlag hierzu wurde diskutiert.

Im folgenden Kapitel wird die Modellierung des mechatronischen Gesamtsystems behandelt. Dazu wird zunächst die Modellbildung der Regelung und der elektrischen Antriebe erläutert. Anschließend wird das FEM-Modell der Maschine zur Beschreibung der mechanischen Übertragungsstrecken verwendet. Deren Verhalten kann durch Relativ-Übertragungsfunktionen dargestellt werden, die, wie gezeigt, unter Berücksichtigung der Relativbeziehungen an den Systemein- und -ausgängen zu bestimmen sind.

6 Modellbildung des mechatronischen Systems

6.1 Überblick

Zur Modellbildung des mechatronischen Gesamtsystems wird die für regelungstechnische Systeme übliche Darstellung der Wirkstruktur durch Blockschaltbilder verwendet. Das dynamische Verhalten der hier betrachteten Systeme wird im Wesentlichen geprägt durch die Übertragungseigenschaften der Lageregelung, der elektrischen Antriebe und des mechanischen Systems sowie durch die Wechselwirkungen dieser Teilsysteme im Regelkreis. Für die durchzuführende Modellbildung wird das System „Werkzeugmaschine“ somit in die genannten Teilsysteme zerlegt und das in Bild 41 dargestellte Blockschaltbild als Grundstruktur des Modells definiert.

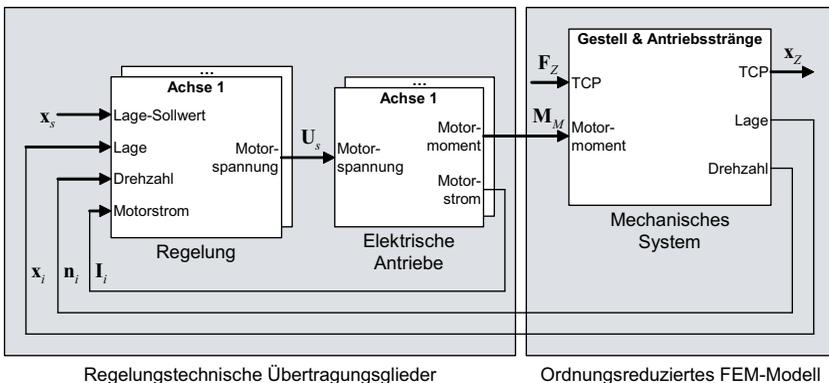


Bild 41: Oberste Hierarchieebene des mechatronischen Gesamtmodells

Der Modellblock der Regelung errechnet anhand der am Eingang anliegenden Soll- und Istwerte der Lagen x , Drehzahlen n und Motorströme I die Sollwerte U_s der zur Ansteuerung der elektrischen Antriebe erforderlichen Motorspannungen. Das nachfolgende Modell der elektrischen Antriebe bildet diese auf Motormomente M_M am Eingang des mechanischen Systems ab. Die sich dabei einstellenden Motorströme I_i werden an den Eingang der Regelung zurückgegeben. Das Modell des mechanischen Systems simuliert die durch die Motormomente hervorgerufenen Bewegungen der Maschine. Die gemessenen Schlittenlagen und Motordrehzahlen werden an die Regelung zurückgeführt. Über eine Störgrößenschnittstelle können dabei auch Störkräfte F_Z , z. B. Zerspankräfte am Tool Center Point (TCP), eingeleitet und die resultierenden Bewegungen x_Z der Störfreiheitsgrade, z. B. Relativbewegungen zwischen Werkzeug

und Werkstück, ausgegeben werden. In vektorisierter Darstellung beschreiben die Modellblöcke der Regelung und der elektrischen Antriebe das Verhalten beliebig vieler gleich strukturierter Achsen, wobei in diesem Fall die ausgetauschten Signale Vektoren sind. Das oben gezeigte Blockschaltbild stellt die oberste Hierarchieebene des mechatronischen Gesamtmodells und damit den Ausgangspunkt für die Modellbildung der einzelnen Teilsysteme in den folgenden Abschnitten dar.

Die Wirkstrukturen der Regelung und der elektrischen Antriebe können nach regelungstechnischen Gesichtspunkten mit elementaren Übertragungsgliedern modelliert werden (Abschnitte 6.2 und 6.3). Der durch dieses Vorgehen erzeugte Teil des Gleichungssystems wird in Abschnitt 6.4 behandelt. Das Modell des mechanischen Systems muss das Schwingungsverhalten der Maschine möglichst genau abbilden und alle - auch lokale - Effekte, welche die Reglerdynamik beeinflussen können, enthalten. Diesen Zweck erfüllen FEM-Modelle, die nach der in Kapitel 5 entwickelten Methode erstellt werden und somit das Strukturverhalten sowohl des Maschinengestells als auch der Antriebsstränge detailliert und in geschlossener Form beschreiben. Diese Modelle besitzen einen hohen Detaillierungsgrad und müssen, um akzeptable Rechenzeiten zu ermöglichen, in der Ordnung reduziert werden. Die Vorgehensweise hierzu wird in Abschnitt 6.5 entwickelt. Das ordnungsreduzierte Gleichungssystem des FEM-Modells kann anschließend in das mechatronische Gesamtmodell integriert werden. Dadurch werden das regelungs-/elektrotechnische und das mechanische Gleichungssystem gekoppelt (Abschnitt 6.6). Auf der Basis des mechatronischen Gesamtmodells kann nun das Verhalten der Vorschubantriebe innerhalb der Maschine simuliert und nach regelungstechnischen Gesichtspunkten im Zeit- und im Frequenzbereich analysiert werden. Insbesondere erlaubt die geschlossene und lineare Darstellung eine Überführung der mechatronischen Systemgleichungen in den Frequenzbereich auf höchst effiziente Art und Weise (Abschnitt 6.7).

6.2 Regelung

6.2.1 Grundstruktur

Das Modell der Regelung muss den für das dynamische Verhalten der Maschine wesentlichen Aufbau der eingesetzten Antriebsregelung abbilden. In Bezug auf die bei Werkzeugmaschinen übliche Kaskadenregelung (Abschnitt 2.1.3) muss das Modell primär den proportional verstärkenden Lageregler (P-Regler) und die unterlagerten Drehzahl- und Stromregler mit Proportional- und Integralanteil (PI-Regler, Abschnitt 6.2.2) beinhalten. Während die spezifische Konfiguration einer Regelung im Einzelnen anhand der Projektierungs- und Inbetriebnahmeunterlagen des jeweiligen Steuerherstellers abzuleiten ist, zeigt Bild 42 ein auf viele Anwendungsfälle übertragbares Reglermodell. Dieses kann, wie dargestellt, neben den Regelgliedern auch Sollwertfilter (Abschnitt 6.2.3) berücksichtigen. Begrenzungsglieder haben auf das Betriebsverhalten im linearen Bereich keinen Einfluss und erübrigen sich daher bei der Simulation.

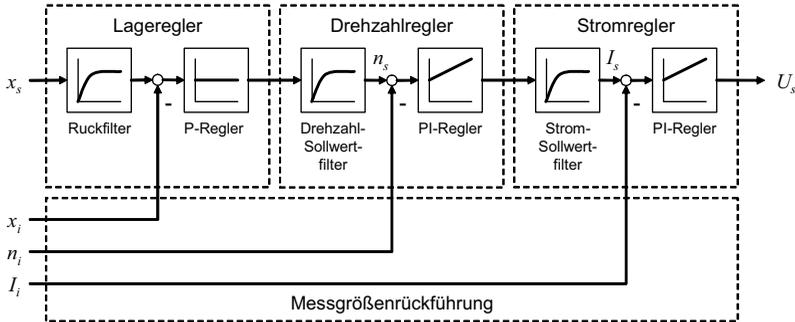


Bild 42: Vereinfachtes Modell einer kaskadierten Lageregelung

6.2.2 P- und PI-Regler

Bild 43 zeigt das Blockschaltbild des PI-Reglers. Charakteristisch für diesen Regler ist das verzögerungsfreie Ansprechen des Proportionalanteils (P-Anteil) auf die Regeldifferenz (Eingangsgröße u), während der Integralanteil (I-Anteil) gewährleistet, dass diese in einer endlichen Zeit zu Null geregelt wird.

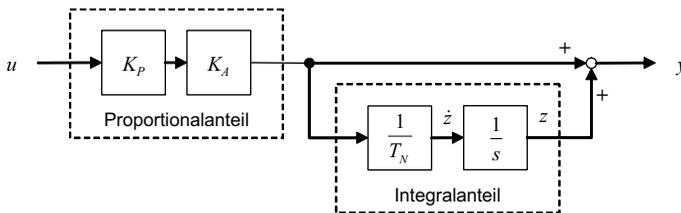


Bild 43: Blockschaltbild des PI-Reglers

Der Integrator ($1/s$) erzeugt eine Zustandsvariable z im Gleichungssystem der Regelung. Das Verhalten des PI-Reglers mit der Eingangsgröße u (Regeldifferenz) und der Ausgangsgröße y (Stellgröße) kann in der Form einer Zustandsdifferential- und einer Ausgangsgleichung angeschrieben werden:

$$\dot{z} = \frac{K_p K_A}{T_N} u \quad (124)$$

$$y = z + K_p K_A u \quad (125)$$

Die Normierung des Proportionalbeiwertes K_p durch einen Anpassungsfaktor K_A ist üblich, um die Reglerparameter unterschiedlicher Antriebskonfigurationen, z. B. mit verschiedenen Getriebeübersetzungen, Spindelsteigungen, Drehmomentkonstanten oder Massen, vergleichbar zu machen. PI-Regler werden bei Werkzeugmaschinen nur in den unterlagerten Regelkreisen zur Regelung der Drehzahlen und der Motorströme

eingesetzt, da durch den Integralanteil die Gefahr des Überschwingens besteht. In Bezug auf die Positionsregelung muss dieses Verhalten aus Gründen der Arbeitsgenauigkeit ausgeschlossen werden. Die Lageregler werden daher als reine P-Regler, d. h. ohne Integralanteil, ausgeführt. Die Gleichung dieses Reglers beschränkt sich dementsprechend auf den proportionalen Zusammenhang zwischen der Eingangsgröße u (Lagedifferenz) und Ausgangsgröße y (Drehzahl-Sollwert):

$$y = K_V K_A \cdot u \tag{126}$$

Hierbei wird für den Proportionalbeiwert des Lagereglers die bei Werkzeugmaschinen gebräuchliche Bezeichnung K_V (Geschwindigkeitsverstärkungsfaktor) verwendet. Der Anpassungsfaktor K_A rechnet in diesem Fall den Geschwindigkeits-Sollwert in eine Motordrehzahl um.

6.2.3 Führungsgrößenfilter

Führungsgrößenfilter beeinflussen das Verhalten einer Regelung unmittelbar bzw. sind gerade hierzu vorgesehen und auszulegen. Die Berücksichtigung von Filtern im Rahmen einer Simulation orientiert sich am Anwendungsfall. Bei der Nachrechnung von bestehenden Systemen müssen sie berücksichtigt werden, um das gegebene Übertragungsverhalten realistisch abzubilden. Zur Vorherbestimmung und Optimierung von mechatronischen Systemeigenschaften in der Konstruktionsphase sind Filter jedoch weniger zweckmäßig, da Filter auf das Verhalten des mechanischen Systems abgestimmt und Resonanzphänomene somit vor dem Filterentwurf erkannt und analysiert werden müssen. Da Filter das Leistungspotential von Systementwürfen aber nicht erweitern, sondern lediglich ausschöpfen, sind mechanische Resonanzen zunächst durch konstruktive Maßnahmen zu behandeln, bevor eine Bedämpfung auf regelungstechnischem Weg in Erwägung gezogen wird. Darüber hinaus müssen für den Filterentwurf die Übertragungseigenschaften des mechanischen Systems exakt bekannt sein, weshalb die deduktive Modellbildung im Allgemeinen nicht ausreichend und eine experimentelle Identifikation der Systemeigenschaften notwendig sein dürfte.

Die Signalverarbeitung kennt verschiedene Filtertypen mit unterschiedlichen Charakteristiken und Realisierungsformen. Exemplarisch seien hier nur Tiefpassfilter mit PT1- oder PT2-Verhalten betrachtet (Bild 44). Diese kommen in den Antriebsregelkreisen von Werkzeugmaschinen sehr häufig zum Einsatz und dienen der Unterdrückung von hochfrequenten Störungen.

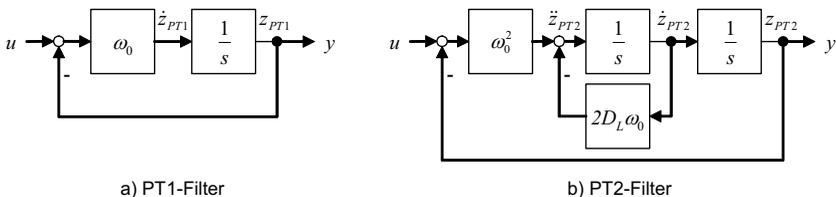


Bild 44: Tiefpassfilter

Das Verhalten eines PT1-Filters mit der Grenzfrequenz ω_0 , der Eingangsgröße u und der Ausgangsgröße y wird gemäß Bild 44 (a) durch eine Differenzialgleichung erster Ordnung beschrieben (FÖLLINGER 1994). Diese lautet in Zustandsraumdarstellung:

$$\dot{z}_{PT1} = (u - z_{PT1}) \cdot \omega_0 \quad (127)$$

$$y = z_{PT1} \quad (128)$$

Eine Laplace-Transformation liefert die Übertragungsfunktion H_{PT1} des PT1-Filters:

$$H_{PT1}(s) = \frac{\omega_0}{s + \omega_0} \quad (129)$$

Für PT2-Filter mit der Grenzfrequenz ω_0 und dem Lehr'schen Dämpfungsmaß D_L gelten Differenzialgleichungen zweiter Ordnung. Mit den Zustandsvariablen \dot{z}_{PT2} und z_{PT2} können diese nach Bild 44 (b) in Zustandsraumdarstellung direkt angeschrieben werden:

$$\begin{bmatrix} \ddot{z}_{PT2} \\ \dot{z}_{PT2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -2D_L\omega_0 & -\omega_0^2 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{PT2} \\ z_{PT2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \omega_0^2 \\ 0 \end{bmatrix} u \quad (130)$$

$$y = \begin{bmatrix} 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{z}_{PT2} \\ z_{PT2} \end{bmatrix} \quad (131)$$

Wie die Überführung in den Bildbereich zeigt, hat die Übertragungsfunktion des PT2-Filters die folgende Form:

$$H_{PT2} = \frac{\omega_0^2}{s^2 + 2D_L\omega_0 s + \omega_0^2} \quad (132)$$

6.3 Elektrische Antriebe

6.3.1 Servomotor

Der Servomotor wandelt die vom Transistorsteller angelegte elektrische Spannung in ein Drehmoment, das an der Motorwelle abgegeben wird. Wie in Abschnitt 2.1.2.2 erwähnt, werden in den Vorschubantrieben von Werkzeugmaschinen heute überwiegend feldorientiert geregelte Synchron-Drehstrommotoren eingesetzt. Da die mechanischen Eigenschaften des Motors, die durch die Motorwelle gegeben sind, dem bereits behandelten Modell der Mechanik (Kapitel 5) zuzuordnen sind, beinhaltet das aufzustellende Modell des Servomotors lediglich das elektro-dynamische Übertragungsverhalten mit der anliegenden Motorspannung als Eingangsgröße und dem Motormoment als Ausgangsgröße. Der Motorstrom ist als Regelgröße an den Eingang des Stromreglers zurückzuführen und wird daher als zweite Ausgangsgröße ausgeleitet.

Die Eigenschaften der an einem Servo-Umrichter betriebenen Synchronmaschine sind in verschiedener Hinsicht mit jenen der Gleichstrommaschine vergleichbar. Insbesondere die Transformation der Phasenströme I_a , I_b und I_c in die Komponenten des feld-

orientierten, im Stator umlaufenden d-q-Koordinatensystems (Bild 45) führt zu einem expliziten Zugriff auf die momenten- und feldbildenden Anteile I_q bzw. I_d der Motorströme. Bei der permanenterrregten Drehstrommaschine läuft das feldorientierte d-q-Koordinatensystem nicht nur feldsynchron (Feldwinkel ϑ), sondern auch rotorfest um und kann so gewählt werden, dass die d-Achse mit der Vorzugsachse des Polradflusses zusammenfällt. Bei Erfassung der Rotorwinkellage durch einen Drehgeber gewährleistet dies eine feldorientierte Regelung der Phasenströme, die so geführt wird, dass der Ständerstromvektor senkrecht zum Polradfluss steht und keinen Anteil zum Flussaufbau, sondern nur zur Bildung des Drehmomentes stellt (QUANG 1993). Da der feldbildende Strom I_d somit gleich Null ist, verbleibt im regelungstechnischen Modell lediglich die Regelung des momentenbildenden Stromes.

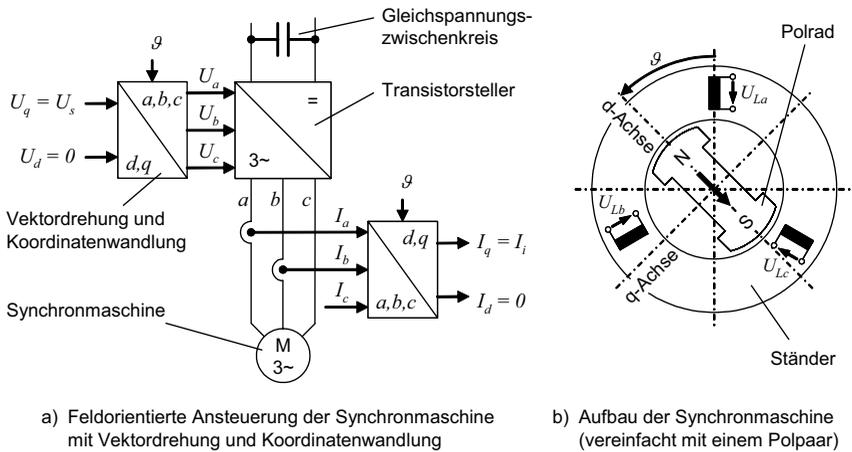


Bild 45: Ansteuerung und Aufbau der permanenterrregten Synchronmaschine

Anhand der blockorientierten Darstellung kann das Ein-/Ausgangsverhalten damit prinzipiell mit dem Modell der Gleichstrommaschine angenähert werden. Die Parameter sind so zu wählen, dass das zeitliche Verhalten der Ersatzschaltung durch den Gleichstrommotor dem der am Servo-Umrichter betriebenen permanenterrregten Synchronmaschine gleicht. Bild 46 zeigt die elektrischen Ersatzschaltbilder für die Ankerwicklungen der Synchronmaschine und der Gleichstrom-Nebenschlussmaschine.

Die Motorspannung U_A fällt am Widerstand R und der Induktivität L der Spulenwicklungen ab. Unter Vernachlässigung der induzierten Gegenspannung, die im linearen Betrieb des Stromregelkreises im Vergleich zur Soll-Spannung sehr klein ist und sich innerhalb der Stromanstiegs- und -abfallzeiten nur unwesentlich ändert (ZIRN 1996, GROß U. A. 2000), gilt für die Spannungen im Ankerkreis:

$$U_A = RI + L\dot{I} \tag{133}$$

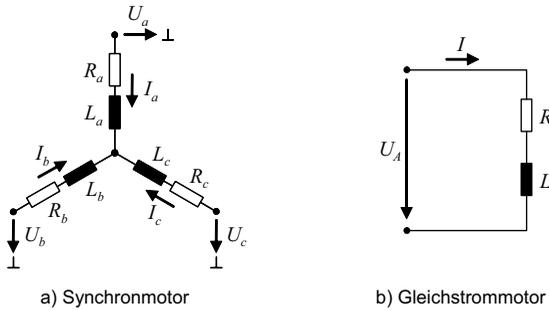


Bild 46: Elektrische Ersatzschaltbilder des Synchron- und des Gleichstrommotors

Oder in der Form einer Zustandsdifferenzial- und Ausgangsgleichung mit dem Motorstrom I als Zustandsvariable z_{SM} :

$$\dot{z}_{SM} = \frac{1}{L}U_A - \frac{R}{L}z_{SM} \quad (134)$$

$$I_i = z_{SM} \quad (135)$$

Für das Motormoment M_M gilt eine zweite Ausgangsgleichung mit der Drehmomentkonstante K_T des Motors:

$$M_M = K_T z_{SM} \quad (136)$$

Gemäß Gln. (134) bis (136) ergibt sich für den Servomotor das in Bild 47 dargestellte Blockschaltbild.

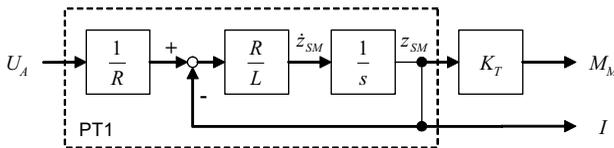


Bild 47: Blockschaltbild des Servomotors

Durch diese Modellbildung liegt für den Servomotor ein einfaches Ersatzmodell mit PT1-Verhalten vor, dessen Übertragungsfunktion H_M man durch Laplace-Transformation der Gleichung (133) erhält:

$$H_M(s) = \frac{1/R}{1 + (L/R)s} \quad (137)$$

6.3.2 Transistorsteller

Der Transistorsteller schaltet die als Gleichspannung zwischengespeicherte elektrische Energie gemäß den vom Stromregler berechneten Spannungs-Vorgaben in pulsweitenmodulierter Form auf die Wicklungen des Servomotors auf, wobei sich auf Grund der Ohm'schen und induktiven Widerstände ein geglätteter, sinusförmiger Verlauf der Phasenströme einstellt. Das dynamische Verhalten des Wechselrichters hängt im Wesentlichen von den Verzögerungszeiten ab, die sich durch die Schaltzeiten der Transistoren zuzüglich der durch die digitalen Signalprozessoren zur Berechnung der Schaltzeitpunkte benötigten Rechenzeit ergeben (BÜRGELE 2001).

Aus regelungstechnischer Sicht stellt der Transistorsteller wegen der zeitlichen Verschiebung zwischen Ein- und Ausgangssignal näherungsweise ein Totzeitglied dar (LEONHARD 1996, BRÜCKLE 1999). Nach WICK (1982) und SIMON (1986) resultiert die Totzeit T_T aus der gerätetechnischen Rechenzeit T_R sowie aus der halben Periodendauer des Wechselrichters, die sich aus dem Produkt der Schaltfrequenz f_W und der Pulszahl p ergibt. Die Pulszahl gibt an, wie viele Strompulse in einer Schaltperiode abgegeben werden (GROß U. A. 1981).

$$T_T = T_R + \frac{1}{2 \cdot f_W \cdot p} \quad (138)$$

Aus systemtechnischer Sicht stellt der Transistorsteller ein nichtlineares Übertragungsglied dar. Für lineare Analysen im Frequenzbereich kann das Totzeitglied durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung (siehe Bild 48) approximiert werden (EUBERT 1992).

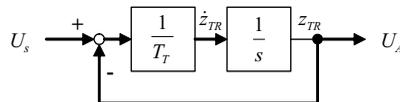


Bild 48: Blockschaltbild des Transistorstellers mit PT1-Verhalten

Mit der Zustandsvariablen z_{TR} für die Ankerspannung U_A lautet die Gleichung des Transistorstellers in Zustandsraumdarstellung:

$$\dot{z}_{TR} = \frac{1}{T_T}(U_s - z_{TR}) \quad (139)$$

$$U_A = z_{TR} \quad (140)$$

6.4 Gleichungssystem der Regelung und der elektrischen Antriebe

In diesem Abschnitt wird zunächst der aus der oben durchgeführten Modellbildung hervorgehende regelungs-/elektrotechnische Teil (Index: R) des Gleichungssystems

betrachtet (Bild 49). Der von einem FEM-Modell abgeleitete mechanische Teil und die Kopplung der beiden Gleichungssysteme werden in den darauf folgenden Abschnitten behandelt.

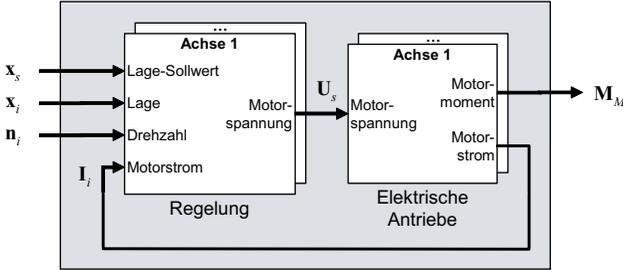


Bild 49: Regelungs-/elektrotechnischer Teil des mechatronischen Gesamtmodells

Die Glieder in den Blockschaltbildern der Regelung (Abschnitt 6.2) und der elektrischen Antriebe (Abschnitt 6.3) werden durch Differentialgleichungen in Zustandsraumdarstellung beschrieben. Durch die Verknüpfungen zwischen den Gliedern wird ein Gleichungssystem definiert, das in der kompakten Matrixschreibweise ebenfalls die Form einer Zustandsdifferential- und einer Ausgangsgleichung hat:

$$\dot{\mathbf{z}}_R = \mathbf{A}_R \mathbf{z}_R + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{R,s} & -\mathbf{B}_{R,i} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{R,s} \\ \mathbf{u}_{R,i} \end{bmatrix} \quad (141)$$

$$\mathbf{y}_R = \mathbf{C}_R \mathbf{z}_R \quad (142)$$

Hierbei ist \mathbf{A}_R die Systemmatrix und \mathbf{z}_R der Vektor der regelungs-/elektrotechnischen Systemzustände. Die Integratoren in PI-Reglern, PT1- und PT2-Gliedern erzeugen jeweils eine Zustandsvariable (Bild 43, Bild 44, Bild 47 und Bild 48), die im Zustandsvektor \mathbf{z}_R zusammengefasst werden. Für ein einfaches Antriebssystem mit Kaskadenregelung sind dies die Zustände der Drehzahlregler (\mathbf{z}_{DR}), der Stromregler (\mathbf{z}_{SR}), der Transistorsteller (\mathbf{z}_{TR}) und der Servomotoren (\mathbf{z}_{SM}):

$$\mathbf{z}_R := \begin{bmatrix} \mathbf{z}_{DR}^T & \mathbf{z}_{SR}^T & \mathbf{z}_{TR}^T & \mathbf{z}_{SM}^T \end{bmatrix}^T \quad (143)$$

Werden weitere integrierende Glieder, z. B. Filter, im Modell verwendet, kommen entsprechend weitere Zustandsvariablen hinzu. Am Eingang der Regelung liegen die Soll- und Istwerte der Lagen und Geschwindigkeiten (\mathbf{x}_s , \mathbf{x}_i , \mathbf{n}_i) an. Im Hinblick auf eine übersichtliche Darstellung der Messgrößenrückführung bei der späteren Kopplung mit dem mechanischen Gleichungssystem werden die Soll- und Istwerte hier, wie von BERKEMER (2003) vorgeschlagen, über separierte Eingangsmatrizen $\mathbf{B}_{R,s}$ und $\mathbf{B}_{R,i}$ getrennt eingeleitet. Entsprechend teilen sich auch die Eingangsgrößen auf zwei Eingangsvektoren $\mathbf{u}_{R,s}$ und $\mathbf{u}_{R,i}$ auf:

$$\mathbf{u}_{R,s} := \begin{bmatrix} \mathbf{x}_s^T & \mathbf{n}_s^T & \mathbf{I}_s^T \end{bmatrix}^T \quad \text{und} \quad \mathbf{u}_{R,i} := \begin{bmatrix} \mathbf{x}_i^T & \mathbf{n}_i^T \end{bmatrix}^T \quad (144, 145)$$

Gegenüber den vorhergehenden Darstellungen (z. B. Bild 42 und Bild 49) sind hier zusätzliche Eingänge für Drehzahl- und Stromsollwerte n_s bzw. I_s eingeführt. Diese ermöglichen Analysen der unterlagerten Regelkreise durch Deaktivierung der äußeren Regler im Modell. Im Blockschaltbild sind dazu die in Bild 50 eingezeichneten Schalter S_1 und S_2 vor den unterlagerten Reglern vorgesehen. Ferner dienen die Eingänge n_s und I_s der Einleitung von Vorsteuergrößen, die in diesem Fall über die Schalter V_n bzw. V_1 an den jeweiligen Reglereingängen aufschaltbar sind.

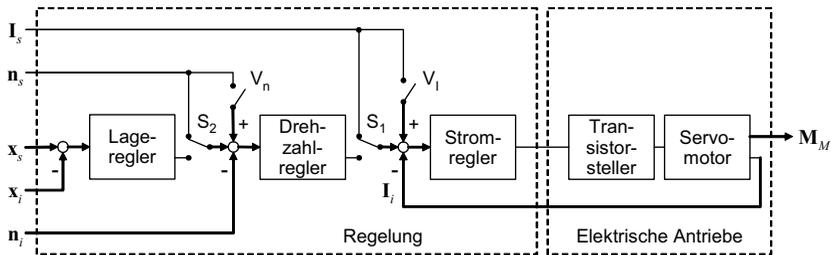


Bild 50: Reglermodell mit Schaltern S_1 und S_2 zum Aktivieren und Deaktivieren der Regelkreise sowie V_n und V_1 zur Aufschaltung von Vorsteuergrößen

Der Ausgangsvektor y_R enthält die Motormomente M_M , die über die Ausgangsmatrix C_R ausgeleitet werden:

$$y_R := [M_M] \tag{146}$$

Bild 51 zeigt die Zustandsraumdarstellung der regelungs-/elektrotechnischen Systemgleichungen (141, 142) als Blockschaltbild.

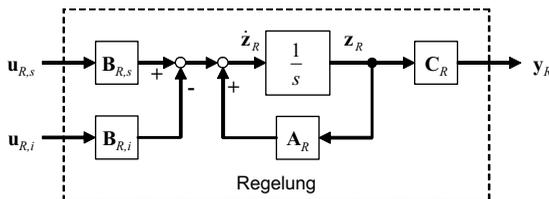


Bild 51: Zustandsraumdarstellung des regelungs-/elektrotechnischen Gleichungssystems

6.5 Mechanisches System

6.5.1 Bewegungsgleichungen im Zustandsraum

Zur Beschreibung des mechanischen Systems wird ein FEM-Modell mit den in Kapitel 5 beschriebenen Eigenschaften verwendet (Bild 52). Die Modellbildung als zwangserregtes, lineares und zeitinvariantes System liefert die Bewegungsgleichungen zunächst in der Form des gewöhnlichen Differenzialgleichungssystems zweiter Ordnung (Gl. 2). Die Erzeugung der Massenmatrix \mathbf{M} und der Steifigkeitsmatrix \mathbf{K} erfolgt dabei durch das FEM-Programm. Die Dämpfungsmatrix \mathbf{D} kann durch den in Abschnitt 4.3 beschriebenen proportionalen Dämpfungsansatz konstruiert werden. Praktikabler ist allerdings, wie ebenfalls in Abschnitt 4.3 erläutert, die direkte Eingabe modaler Dämpfungswerte nach dem Übergang auf modale Koordinaten (Abschnitt 6.5.2).

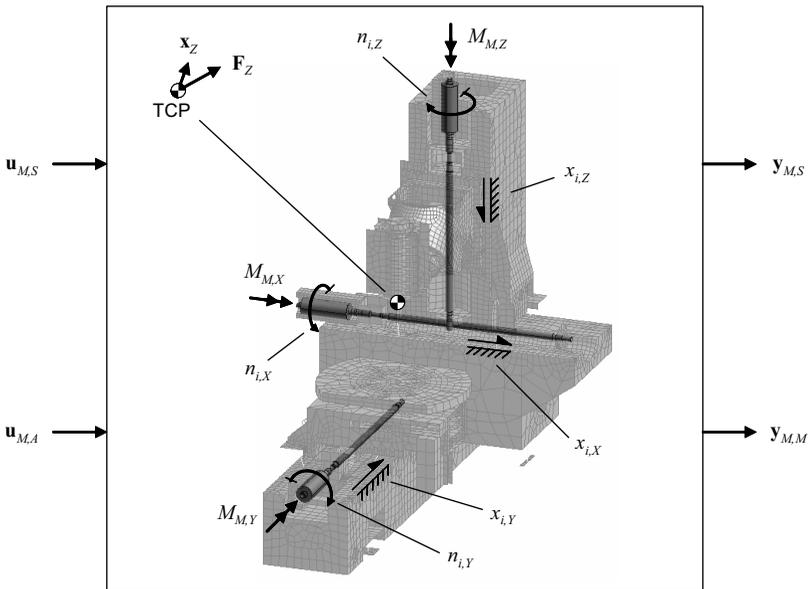


Bild 52: Ein- und Ausgangsgrößen des mechanischen Systems am Beispiel eines FEM-Modells mit drei Vorschubachsen

Für die Einbindung der Bewegungsgleichungen des mechanischen Systems in das mechatronische Gesamtmodell und die gemeinsame Lösung des gekoppelten Gleichungssystems wird geeigneter Weise die transformierte Darstellung der Gleichungen im Zustandsraum verwendet. Hierzu werden für die Lagen \mathbf{x} und die Geschwindigkeiten $\dot{\mathbf{x}}$ die Zustandsvariablen \mathbf{z}_1 bzw. \mathbf{z}_2 eingeführt und somit das Differenzialgleichungssystem zweiter Ordnung (Gl. 2) in ein System erster Ordnung überführt:

$$\dot{\mathbf{z}}_M = \mathbf{A}_M \mathbf{z}_M + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{M,A} & \mathbf{B}_{M,S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{M,A} \\ \mathbf{u}_{M,S} \end{bmatrix} \quad (147)$$

Der Index M kennzeichnet das mechanische System mit der Systemmatrix \mathbf{A}_M und dem Zustandsvektor \mathbf{z}_M :

$$\mathbf{z}_M = \begin{bmatrix} \mathbf{z}_1 \\ \mathbf{z}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{x} \\ \dot{\mathbf{x}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_M = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{K} & -\mathbf{M}^{-1}\mathbf{D} \end{bmatrix} \quad (148, 149)$$

Im Hinblick auf die Kopplung des Gleichungssystems mit dem der Regelung werden die seitens der Antriebe anliegenden Motormomente \mathbf{M}_M und äußere Störkräfte \mathbf{F}_Z , die bei Werkzeugmaschinen typischerweise an der Zerspanstelle (TCP) wirken, über die Eingangsvektoren $\mathbf{u}_{M,A}$ und $\mathbf{u}_{M,S}$ getrennt eingeleitet (Bild 52):

$$\mathbf{u}_{M,A} := [\mathbf{M}_M], \quad \mathbf{u}_{M,S} := [\mathbf{F}_Z] \quad (150, 151)$$

Mit den Eingriffsmatrizen \mathbf{E}_A und \mathbf{E}_S zur formalen Aufschaltung der Antriebs- bzw. Störkräfte auf die betreffenden mechanischen Knotenfreiheitsgrade lauten die Eingangsmatrizen $\mathbf{B}_{M,A}$ und $\mathbf{B}_{M,S}$:

$$\mathbf{B}_{M,A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{E}_A \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{M,S} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{M}^{-1}\mathbf{E}_S \end{bmatrix} \quad (152, 153)$$

In analoger Weise werden am Ausgang des mechanischen Systems die an die Regelung zurückgeführten Messgrößen (Lagen \mathbf{x}_i und Drehzahlen \mathbf{n}_i) und die Bewegungen \mathbf{x}_z an der Zerspanstelle in zwei separate Ausgangsvektoren $\mathbf{y}_{M,M}$ bzw. $\mathbf{y}_{M,S}$ ausgeleitet (Bild 52):

$$\mathbf{y}_{M,M} := \begin{bmatrix} \mathbf{x}_i \\ \mathbf{n}_i \end{bmatrix}, \quad \mathbf{y}_{M,S} := [\mathbf{x}_z] \quad (154, 155)$$

Mit den Abgriffsmatrizen \mathbf{S}_M und \mathbf{S}_S zur formalen Ausleitung der Messgrößen bzw. der Bewegungen an den Störstellen stellt sich die Ausgangsgleichung des mechanischen Systems dementsprechend mit zwei Partitionen und den Ausgangsmatrizen $\mathbf{C}_{M,M}$ (Messgrößenausgang) und $\mathbf{C}_{M,S}$ (Störstellenausgang) dar:

$$\begin{bmatrix} \mathbf{y}_{M,M} \\ \mathbf{y}_{M,S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{M,M} \\ \mathbf{C}_{M,S} \end{bmatrix} \mathbf{z}_M \quad \text{mit} \quad \mathbf{C}_{M,M} = \mathbf{S}_M^T, \quad \mathbf{C}_{M,S} = \mathbf{S}_S^T \quad (156, 157, 158)$$

Bild 53 zeigt das Blockschaltbild der in den Zustandsraum transformierten Bewegungsgleichungen (147, 156). Über den Antriebseingang $\mathbf{u}_{M,A}$ und den Messgrößenausgang $\mathbf{y}_{M,M}$ kann das Gleichungssystem mit dem regelungs-/elektrotechnischen Modell (Bild 49) bzw. mit dessen Gleichungssystem (Bild 51) gekoppelt werden.

Der Störstellenein-/ausgang ($\mathbf{u}_{M,S}$, $\mathbf{y}_{M,S}$) kann zur Analyse des Störübertragungsverhaltens der Regelkreise oder der dynamischen Relativnachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück verwendet werden. Darüber hinaus können über diese Schnittstelle auch nichtlineare Zerspan- oder Reibkraftmodelle mit Rückkopplungseffekten angeschlossen und damit z. B. die Stabilität von Zerspanungsprozessen bzw. das Verhalten der Maschine unter betriebsähnlichen Lasten abgeschätzt werden.

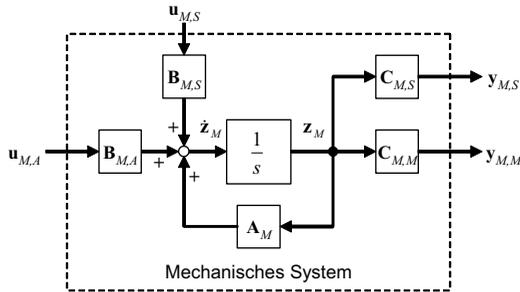


Bild 53: Blockschaltbild der Bewegungsgleichungen in Zustandsraumdarstellung

6.5.2 Block-Diagonalform der Bewegungsgleichungen im Zustandsraum

Wie in Kapitel 4 gezeigt, können die mit der FEM erzeugten Differenzialgleichungen zweiter Ordnung (Gl. 2) durch Modaltransformation (Abschnitt 4.2) in Diagonalform (Gl. 13) gebracht und somit entkoppelt werden. Für den Fall, dass sämtliche Eigenwerte des Originalsystems in die modale Darstellung übernommen werden, ist die Transformation (3) bijektiv eindeutig, d. h. die beiden Darstellungsformen der Bewegungsgleichungen sind exakt gleichwertig. Die entkoppelte Form des Gleichungssystems ist jedoch im Hinblick auf die numerischen Kosten nachfolgender Rechenoperationen deutlich effizienter. Darüber hinaus bietet sie die Möglichkeit, den Beitrag jedes einzelnen Eigenwertes zur Gesamtlösung eines Systems mit vorhandener rechter Seite getrennt zu bewerten (siehe Abschnitt 6.5.3) und durch Vernachlässigung von Teillösungen schwacher Intensität die Dimension des Gleichungssystems erheblich zu reduzieren (siehe Abschnitt 6.5.4), was weitere Effizienzvorteile bringt.

Das im Folgenden beschriebene Vorgehen zur Ordnungsreduktion lehnt sich an das Verfahren von LITZ (1979) an. Dieses Verfahren sieht die Entkopplung des Differenzialgleichungssystems erster Ordnung (Gln. 147, 156) durch Transformation in Jordan'sche Normalform und die anschließende Trennung des Systems nach dominanten und nicht-dominanten Eigenwerten vor. Demgegenüber verfolgt die im Rahmen dieser Arbeit entwickelte Vorgehensweise die Dominanzbewertung der Eigenwerte (Abschnitt 6.5.3) anhand des entkoppelten Differenzialgleichungssystems zweiter Ordnung (Gl. 13) und daran anknüpfend die Überführung des dominanten Systemteils in die Zustandsraumdarstellung (Abschnitt 6.5.4). Dadurch kann bei der Entkopplung des Gleichungssystems auf die speziell für FEM-Anwendungen entwickelten Verfahren zur Lösung der typischerweise hochdimensionalen Eigenwertprobleme mit dünn besetzten Matrizen zurückgegriffen werden, was eine hohe Effizienz des Reduktionsverfahrens gewährleistet. Zunächst sei aber die Form des zu erzeugenden Gleichungssystems näher betrachtet.

Eine zu den Gln. (147, 156) gleichwertige Darstellung der Bewegungsgleichungen kann aus den oben genannten Gründen durch Überführung der diagonalisierten Bewegungsgleichungen (13) in den Zustandsraum erzeugt werden. Das Vorgehen ist analog zu Abschnitt 6.5.1. Den Zustandsvektor \mathbf{z}_Q bilden nun jedoch die modalen Lagen \mathbf{q}

und Geschwindigkeiten $\dot{\mathbf{q}}$; die Systemmatrix \mathbf{A}_Q erhält durch Einsetzen der modalen Massen-, Dämpfungs- und Steifigkeitsmatrizen ($\tilde{\mathbf{M}}$, $\tilde{\mathbf{D}}$, $\tilde{\mathbf{K}}$) eine blockweise diagonale Form (Index Q). Analog zu Gl. (148) und (149) und mit Gl. (14) und (16) gilt:

$$\mathbf{z}_Q = \begin{bmatrix} \mathbf{q} \\ \dot{\mathbf{q}} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_Q = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\tilde{\mathbf{M}}^{-1}\tilde{\mathbf{K}} & -\tilde{\mathbf{M}}^{-1}\tilde{\mathbf{D}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Omega^2 & -\tilde{\mathbf{D}} \end{bmatrix} \quad (159, 160)$$

Da die Systemzustände \mathbf{z}_Q und der Systemoperator \mathbf{A}_Q nun im generalisierten Koordinatensystem Φ beschrieben sind, müssen auch die an den Antriebs- und Störgrößeneingängen $\mathbf{u}_{M,A}$ bzw. $\mathbf{u}_{M,S}$ anliegenden Kräfte und Momente in dieses Koordinatensystem transformiert werden. Dies erfolgt analog zur rechten Seite (Gl. 17) des Differentialgleichungssystems zweiter Ordnung (Gl. 13) an den Eingriffsmatrizen \mathbf{E}_A bzw. \mathbf{E}_S innerhalb der Eingangsmatrizen $\mathbf{B}_{Q,A}$ und $\mathbf{B}_{Q,S}$:

$$\mathbf{B}_{Q,A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{M}}^{-1}\Phi^T\mathbf{E}_A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi^T\mathbf{E}_A \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{Q,S} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \tilde{\mathbf{M}}^{-1}\Phi^T\mathbf{E}_S \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi^T\mathbf{E}_S \end{bmatrix} \quad (161, 162)$$

Die Rücktransformation der ausgeleiteten Zustände in kartesische Koordinaten wird entsprechend an den Mess- und Störstellenausgängen $\mathbf{C}_{Q,M}$ bzw. $\mathbf{C}_{Q,S}$ durchgeführt:

$$\mathbf{C}_{Q,M} = \mathbf{S}_M^T \begin{bmatrix} \Phi & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{Q,S} = \mathbf{S}_S^T \begin{bmatrix} \Phi & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi \end{bmatrix} \quad (163, 164)$$

Damit lauten die Zustandsdifferenzial- und die Ausgangsgleichung des mechanischen Systems mit blockweise diagonaler Systemmatrix in modalen Koordinaten:

$$\dot{\mathbf{z}}_Q = \mathbf{A}_Q \mathbf{z}_Q + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{Q,A} & \mathbf{B}_{Q,S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{M,A} \\ \mathbf{u}_{M,S} \end{bmatrix} \quad (165)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{y}_{M,M} \\ \mathbf{y}_{M,S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{Q,M} \\ \mathbf{C}_{Q,S} \end{bmatrix} \mathbf{z}_Q \quad (166)$$

Die zum Erzeugen der Block-Diagonalform benötigten Eigenwerte Ω^2 und Eigenvektoren Φ liefert der FEM-Solver durch die Lösung des zu Gl. (4) gehörenden Eigenwertproblems (Gl. 5).

6.5.3 Dominanzanalyse

Die Beurteilung der Dominanz von Eigenwerten nach dem Litz'schen Verfahren stützt sich auf ein-/ausgangsgewichtete Dominanzindizes. Für eine entsprechende Dominanzbewertung der entkoppelten Systemgleichungen zweiter Ordnung (Gl. 13) wird das Übertragungsverhalten des Systems betrachtet. Gemäß Gl. (34) erhält man für einen Übertragungspfad vom Eingang l zum Ausgang k die Übertragungsfunktion $N_{kl}(j\omega)$ als Überlagerung der Beiträge der einzelnen Moden i :

$$N_{kl}(j\omega) = \sum_i \frac{\varphi_{ki}\varphi_{li}}{\omega_i^2} \cdot S_i(j\omega) \quad \text{mit} \quad S_i(j\omega) = \frac{1}{1 + j2D_{L,i} \frac{\omega}{\omega_i} - \frac{\omega^2}{\omega_i^2}} \quad (167, 168)$$

Der i -te Summand in Gl. (167) ist vom i -ten Eigenwert verursacht. Der für die Dynamik verantwortliche Standardfrequenzgang S_i beschreibt unabhängig vom Ort der Krafteinleitung bzw. des Messgrößenabgriffs das PT2-typische Tiefpassverhalten des jeweiligen Kenn-Systems. Er ist für stabile Eigenwerte ($D_{L,i} \geq 0$) - und nur solche treten bei der Betrachtung des rein mechanischen Systems auf - beschränkt, überträgt quasi-statische ($\omega \rightarrow 0$) Eingangsgrößen (quasi) unverstärkt und erzeugt bei der jeweiligen Eigenfrequenz ω_i eine betragsmäßig maximale Antwort:

$$|S_i(\omega \geq 0)| \leq \frac{1}{2D_{L,i}}, \quad S_i(\omega \rightarrow 0) = 1, \quad S_i(\omega = \omega_i) = -j \frac{1}{2D_{L,i}} \quad (169, 170, 171)$$

Die Intensität des Summanden innerhalb der Übertragungsfunktion hängt vom Quotienten vor dem Standardfrequenzgang, dem Kenn-Systemverhältnis $N_{K,kli}$, ab:

$$N_{K,kli} = N_{kli}(\omega = 0) = \frac{\varphi_{ki}\varphi_{li}}{\omega_i^2} \quad (172)$$

Die Kenn-Systemverhältnisse $N_{K,kli}$ entsprechen den Litz'schen Übertragungsdominanzen und liefern eine quantifizierende Aussage über die Beteiligung der einzelnen Eigenwerte an einem Übertragungsvorgang. Mit der Einschränkung auf reelle Eigenwerte ω_i^2 ist der Quotient $N_{K,kli}$ ein direktes Vergleichsmaß für die Dominanz der Eigenwerte. Sein Betrag ist tendenziell klein für Eigenwerte mit großem Abstand von der Imaginärachse. Er kann aber auch gegen Null gehen, wenn das Residuum ($\varphi_{ki}\varphi_{li}$) verschwindet. Dies ist dann der Fall, wenn der Eigenvektor $\boldsymbol{\varphi}_i$ an der Eingangskoordinate l und/oder an der Ausgangskoordinate k eine verschwindende Komponente hat. In diesen Fällen ist der modale Zustand q_i durch die Ein-/Ausgangskoordinaten l und k nicht steuerbar bzw. nicht beobachtbar. Der Quotient $N_{K,kli}$ ist also ein kombiniertes Maß, erstens für die globale Dominanz des Eigenwertes ω_i^2 hinsichtlich seines Abstandes von der Imaginärachse, zweitens dafür, wie gut der Zustand q_i vom Eingang l aus steuerbar und drittens zugleich am Ausgang k beobachtbar ist (LITZ 1979).

Gemäß Gl. (172) quantifiziert das Kenn-Systemverhältnis $N_{K,kli}$ den Beitrag des Eigenwertes zur statischen ($\omega = 0$) Systemantwort. Die statische Gesamtantwort $N_{kl}(\omega=0)$ der Übertragungsstrecke l - k ist durch die Summe der statischen Beiträge sämtlicher Eigenwerte definiert:

$$N_{kl}(\omega = 0) = \sum_i N_{K,kli} \quad (173)$$

Bezieht man das Kenn-Systemverhältnis $N_{K,kli}$ betragsmäßig auf diese Summe, so erhält man einen dem Litz'schen Dominanzgrad entsprechenden relativen Dominanzindex r_{kli} für den Anteil des Eigenwertes ω_i^2 an der statischen Systemantwort im Übertragungspfad l - k :

$$r_{kli} = \frac{|N_{K,kli}|}{|N_{kl}(\omega = 0)|} \quad (174)$$

Dieser Dominanzgrad ist zugleich ein bezogenes Maß für den statischen Fehler, der bei der Ordnungsreduktion durch Vernachlässigung des jeweiligen Eigenwertes gegenüber dem Originalsystem erzeugt wird. Hinsichtlich der spektralen Beteiligung

eines Eigenwertes ω_i^2 ist das Resonanzverhalten ($\omega = \omega_i$) zu betrachten. Für die Resonanznachgiebigkeit $N_{R,ki}$ des i -ten Eigenwertes gilt gemäß Gl. (167, 168):

$$N_{R,ki} = N_{kl}(\omega = \omega_i) = -j \frac{\varphi_{ki}\varphi_{li}}{2D_{L,i}\omega_i^2} \quad (175)$$

Die dämpfungsabhängige Resonanznachgiebigkeit $N_{R,ki}$ ist der betragsmäßig maximale Fehler, der durch Wegfall des Eigenwertes ω_i^2 im Übertragungsspektrum der Strecke l - k verursacht wird.

Beim Wegfall des Eigenwertes ω_i^2 stellt der betragsmäßige Quotient der Resonanznachgiebigkeit $N_{R,ki}$ des i -ten Eigenwertes zur statischen Gesamtnachgiebigkeit (Gl. 173) aller Eigenwerte das Maximum des relativen spektralen Fehlers s_{kli} dar:

$$s_{kli} \leq \frac{|N_{R,ki}|}{|N_{kl}(\omega = 0)|} \quad (176)$$

Zur Herleitung der Dominanzindizes wurden bei den oben durchgeführten Betrachtungen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge als Systemverhältnissfunktionen verwendet. Die Bewertung von Nachgiebigkeiten ist für Übertragungspfade sinnvoll, an deren Ausgang Verschiebungen gemessen werden. Im Hinblick auf die Berechnung ordnungsreduzierter Modelle für die Regelstrecken in Antriebsregelkreisen ist dies zum Beispiel an den Orten der Positionsmessung der Fall. Für die Regelkreise mit Geschwindigkeits- oder Beschleunigungsmessung sind die Dominanzbetrachtungen in analoger Weise anhand von Mobilitäts- bzw. Inertanzfrequenzgängen durchzuführen. Ausgehend von den Gln. (38, 39) bzw. (40, 41) erhält man dann anstelle von Gl. (172) Kennmobilitäten $B_{K,ki}$ bzw. Kenn-Inertanzen $I_{K,ki}$ als Dominanzmaße:

$$B_{K,ki} = \frac{\varphi_{ki}\varphi_{li}}{\omega_i}, \quad I_{K,ki} = \varphi_{ki}\varphi_{li} \quad (177, 178)$$

Im Hinblick auf die Quantifizierung von Reduktionsfehlern mit Hilfe der Gln. (174) und (176) sei an dieser Stelle angemerkt, dass hierzu die in den Nennern stehenden Summen (Gl. 173) über sämtliche Eigenwerte des Systems zu bilden sind. Die vollständige Ausrechnung aller Eigenwerte ist jedoch bei den hier betrachteten großen Systemen wegen des beträchtlichen numerischen Aufwands nicht mehr praktikabel. Vielmehr wird auf Grund der oben dargestellten Kenntnis, dass die globale Dominanz der Eigenwerte mit zunehmender Entfernung von der Imaginärachse abnimmt, nur eine hinreichend große Zahl von Eigenwerten innerhalb eines bestimmten Frequenzbandes bestimmt und zur Dominanzanalyse mit anschließender Modenauswahl herangezogen. Hier zeigt sich ein genereller Nachteil von modalen Ordnungsreduktionsverfahren: Der Reduktionsfehler gegenüber dem Originalsystem lässt sich bei hohen Systemordnungen nicht quantifizieren. Die Fehlerangaben laut Gln. (174) und (176) beziehen sich lediglich auf das Vergleichssystem, das sämtliche berechnete Eigenwerte enthält.

6.5.4 Ordnungsreduktion

Zur Durchführung der Ordnungsreduktion werden die Eigenwerte ω_i^2 nach ihren Dominanzgraden r_{kli} (Gl. 174) in abnehmender Reihenfolge geordnet und der modale Verschiebungsvektor \mathbf{q} , die Modalmatrix Φ , die Eigenwertmatrix Ω^2 und die modale Dämpfungsmatrix $\tilde{\mathbf{D}}$ in entsprechender Weise durch Zeilen-/Spaltenvertauschungen umsortiert. Anschließend können die Matrizen in Blöcke mit dominanten (Index D) und nicht-dominanten (Index N) Eigenwerten partitioniert werden:

$$\Phi = [\Phi_D \mid \Phi_N], \quad \Omega^2 = \left[\begin{array}{c|c} \Omega_D^2 & \mathbf{0} \\ \hline \mathbf{0} & \Omega_N^2 \end{array} \right], \quad (179, 180)$$

$$\mathbf{q} = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_D \\ \mathbf{q}_N \end{bmatrix}, \quad \tilde{\mathbf{D}} = \left[\begin{array}{c|c} \tilde{\mathbf{D}}_D & \mathbf{0} \\ \hline \mathbf{0} & \tilde{\mathbf{D}}_N \end{array} \right]. \quad (181, 182)$$

Die Matrizen werden anschließend durch Kappen des nicht-dominanten Teils in der Ordnung reduziert. Der Index D bezeichnet daher die in der reduzierten Darstellung des Gleichungssystems beibehaltenen (dominanten) Moden und der Index N die vernachlässigten (nicht-dominanten) Moden. Zur Automatisierung der Ordnungsreduktion kann für die kumulierten Dominanzgrade $r_{N,kl}$ der vernachlässigten Eigenwerte a priori eine obere Schranke $r_{N,max}$ festgelegt werden, die in keiner Übertragungsstrecke l - k überschritten werden darf:

$$r_{N,max} > r_{N,kl} = \sum_{i=D+1}^{D+N} r_{kli} \quad (183)$$

Die Entscheidung über die Anzahl der beizubehaltenden Eigenwerte bzw. die erforderliche Ordnung des reduzierten Systems richtet sich somit nach dieser Schranke. Umgekehrt sind die kumulierten Dominanzgrade $r_{D,kl}$ der beibehaltenen Eigenwerte ein Maß für den Approximationsgrad der Übertragungsstrecke l - k im Vergleich zu einem System, das unter Beibehaltung aller berechneten Eigenwerte beschrieben wird:

$$r_{D,kl} = \sum_{i=1}^D r_{kli} < \sum_{i=1}^{D+N} r_{kli} = 1 \quad (184)$$

Wird nun nur der dominante Teil des Gleichungssystems in die block-diagonale Zustandsraumdarstellung (Gln. 165, 166) übernommen, erhält man den Zustandsvektor \mathbf{z}_D und die Systemmatrix \mathbf{A}_D mit reduzierter Ordnung (Index D):

$$\mathbf{z}_D = \begin{bmatrix} \mathbf{q}_D \\ \dot{\mathbf{q}}_D \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_D = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{I} \\ -\Omega_D^2 & -\tilde{\mathbf{D}}_D \end{bmatrix} \quad (185, 186)$$

Dementsprechend verbleiben an den Antriebs- und Störgrößeneingängen $\mathbf{B}_{D,A}$ bzw. $\mathbf{B}_{D,S}$ sowie an den Messgrößen- und Störstellenausgängen $\mathbf{C}_{D,M}$ bzw. $\mathbf{C}_{D,S}$ des reduzierten Systems nur die Modaltransformationen für die beibehaltenen Moden Φ_D :

$$\mathbf{B}_{D,A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_D^T \mathbf{E}_A \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_{D,S} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \Phi_D^T \mathbf{E}_S \end{bmatrix} \quad (187, 188)$$

$$\mathbf{C}_{D,M} = \mathbf{S}_M^T \begin{bmatrix} \Phi_D & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi_D \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_{D,S} = \mathbf{S}_S^T \begin{bmatrix} \Phi_D & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi_D \end{bmatrix} \quad (189, 190)$$

Damit liegen die Bewegungsgleichungen des mechanischen Systems nun als ordnungsreduziertes Differenzialgleichungssystem in Zustandsraumdarstellung mit einem bei gleichen Eingangsgrößen $[\mathbf{u}_{M,A}^T \mathbf{u}_{M,S}^T]^T$ approximierten Ausgangsvektor $[\bar{\mathbf{y}}_{M,M}^T \bar{\mathbf{y}}_{M,S}^T]^T$ vor:

$$\dot{\mathbf{z}}_D = \mathbf{A}_D \mathbf{z}_D + \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{D,A} & \mathbf{B}_{D,S} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{M,A} \\ \mathbf{u}_{M,S} \end{bmatrix} \quad (191)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{\mathbf{y}}_{M,M} \\ \bar{\mathbf{y}}_{M,S} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{D,M} \\ \mathbf{C}_{D,S} \end{bmatrix} \mathbf{z}_D \approx \begin{bmatrix} \mathbf{y}_{M,M} \\ \mathbf{y}_{M,S} \end{bmatrix} \quad (192)$$

Im Vergleich zur Ordnung $2N$ des mit Hilfe der FEM erzeugten Originalsystems (147, 156) weist das reduzierte Gleichungssystem (191, 192) eine deutlich kleinere Systemordnung von $2D$ mit $D \ll N$ auf. In Bild 54 ist die Zustandsraumdarstellung des ordnungsreduzierten Differenzialgleichungssystems (191, 192) als Blockschaltbild dargestellt.

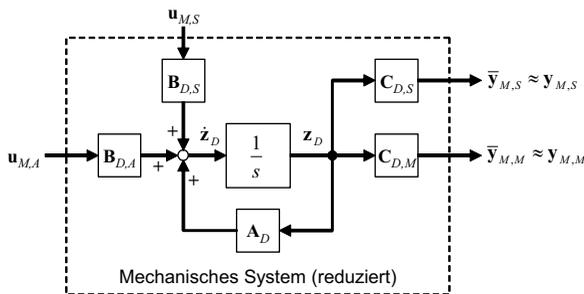


Bild 54: Zustandsraumdarstellung des ordnungsreduzierten mechanischen Systems mit modalen Zuständen

6.6 Gekoppelte Gleichungssysteme

Für die mechatronischen Systemgleichungen sind das regelungs-/elektrotechnische (Gl. 141, 142) und das ordnungsreduzierte mechanische (Gl. 191, 192) Gleichungssystem zu koppeln. Bild 55 zeigt das Blockschaltbild zur Zusammenführung der beiden Gleichungssysteme (vgl. Bild 51 und Bild 54) im Zustandsraum.

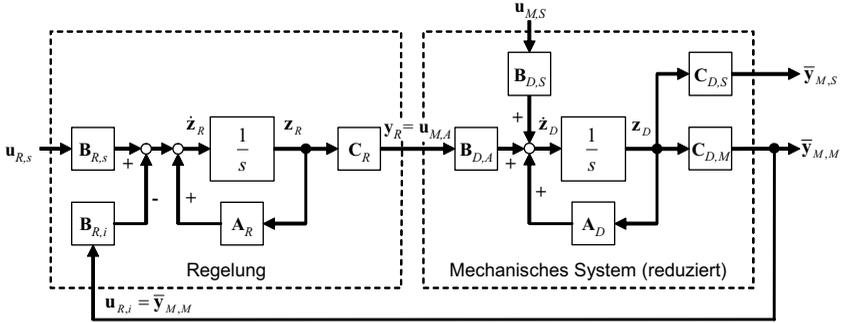


Bild 55: Kopplung des regelungs-/elektrotechnischen und des mechanischen Gleichungssystems im Zustandsraum

Die aus dem regelungs-/elektrotechnischen System in den Ausgangsvektor \mathbf{y}_R ausgeleiteten Motormomente \mathbf{M}_M werden an die Antriebseingänge $\mathbf{u}_{M,A}$ des mechanischen Systems übertragen:

$$\mathbf{u}_{M,A} = \mathbf{y}_R := [\mathbf{M}_M] \quad (193)$$

Die in den Ausgangsvektor $\bar{\mathbf{y}}_{M,M}$ des ordnungsreduzierten mechanischen Systems ausgeleiteten approximierten Messgrößen (Lagen $\bar{\mathbf{x}}_i$ und Drehzahlen $\bar{\mathbf{n}}_i$) werden an den Istgrößen-Eingang $\mathbf{u}_{R,i}$ der Regelung zurückgeführt, während die approximierten Bewegungen $\bar{\mathbf{x}}_Z$ der Störstellen in den Störstellenausgang $\bar{\mathbf{y}}_{M,S}$ ausgegeben werden:

$$\mathbf{u}_{R,i} = \bar{\mathbf{y}}_{M,M} := \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{x}}_i \\ \bar{\mathbf{n}}_i \end{bmatrix}, \quad \bar{\mathbf{y}}_{M,S} := [\bar{\mathbf{x}}_Z] \quad (194, 195)$$

Einsetzen der Koppelbedingungen (193) und (194) in die Zustandsdifferenzialgleichungssysteme (141) und (191) liefert mit (192) und (142):

$$\dot{\mathbf{z}}_R = \mathbf{A}_R \mathbf{z}_R + \mathbf{B}_{R,s} \mathbf{u}_{R,s} - \mathbf{B}_{R,i} \mathbf{C}_{D,M} \mathbf{z}_D \quad (196)$$

$$\dot{\mathbf{z}}_D = \mathbf{A}_D \mathbf{z}_D + \mathbf{B}_{D,A} \mathbf{C}_R \mathbf{z}_R + \mathbf{B}_{D,S} \mathbf{u}_{M,S} \quad (197)$$

Durch Sortieren der Terme nach Zustands- und Eingangsgrößen und Zusammenfassen aller Zustände des Gesamtsystems (Index G) im Zustandsvektor \mathbf{z}_G erhält man die Systemmatrix \mathbf{A}_G des mechatronischen Systems:

$$\mathbf{z}_G := \begin{bmatrix} \mathbf{z}_R \\ \mathbf{z}_D \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A}_G := \begin{bmatrix} \mathbf{A}_R & -\mathbf{B}_{R,i} \mathbf{C}_{D,M} \\ \mathbf{B}_{D,A} \mathbf{C}_R & \mathbf{A}_D \end{bmatrix} \quad (198, 199)$$

Ebenso werden die Eingangsgrößen im Eingangsvektor \mathbf{u}_G zusammengefasst und die Eingangsmatrix \mathbf{B}_G gebildet:

$$\mathbf{u}_G := \begin{bmatrix} \mathbf{u}_{R,s} \\ \mathbf{u}_{M,S} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B}_G := \begin{bmatrix} \mathbf{B}_{R,s} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{B}_{D,S} \end{bmatrix} \quad (200, 201)$$

Damit lautet das Zustandsdifferenzialgleichungssystem des mechatronischen Gesamtsystems kompakt:

$$\dot{\mathbf{z}}_G = \mathbf{A}_G \mathbf{z}_G + \mathbf{B}_G \mathbf{u}_G \quad (202)$$

Die Ausgangsgleichungen sind direkt aus Bild 55 abzulesen:

$$\mathbf{y}_G = \mathbf{C}_G \mathbf{z}_G \quad \text{mit} \quad \mathbf{y}_G := \begin{bmatrix} \bar{\mathbf{y}}_{M,M} \\ \bar{\mathbf{y}}_{M,S} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{C}_G := \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{C}_{D,M} \\ \mathbf{0} & \mathbf{C}_{D,S} \end{bmatrix} \quad (203, 204, 205)$$

Damit ergibt sich für die Systemgleichungen des geregelten mechatronischen Gesamtsystems das in Bild 56 dargestellte Blockschaltbild. Die Ein- und Ausgangsvektoren \mathbf{u}_G (Gl. 200) und \mathbf{y}_G (Gl. 204) enthalten neben den Führungsgrößen (Gl. 144) und den Regelgrößen (Gl. 194) auch Ein- und Ausgänge zur Darstellung des Übertragungsverhaltens in Bezug auf äußere Störeinflüsse (Gln. 151, 195), z. B. durch den Zerspanprozess.

Bei einem wie in Bild 50 schaltbaren Reglermodell hängen sowohl die Systemmatrix \mathbf{A}_G als auch die Eingangsmatrix \mathbf{B}_G von der jeweiligen Aktivierung der Reglerkaskade ab. Die Schalterstellungen bestimmen die Aufschaltung der am Eingangsvektor $\mathbf{u}_{R,S}$ anliegenden Führungsgrößen auf die jeweiligen Reglereingänge. Dadurch können die Reglergleichungen, wie es dem Vorgehen einer Reglerinbetriebnahme entspricht, mit einem einzigen Regelungsmodell schrittweise im mechatronischen Gleichungssystem aktiviert und das System systematisch auf allen Stufen der Reglerkaskade analysiert werden.

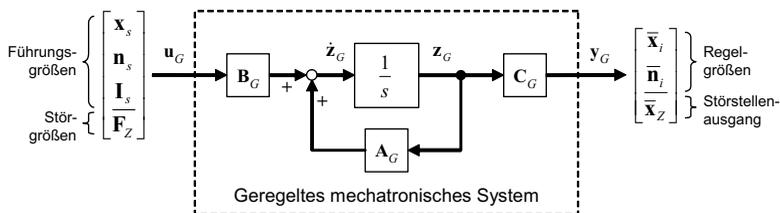


Bild 56: Zustandsraumdarstellung des geregelten mechatronischen Gesamtsystems

Die Störgrößenschnittstellen \mathbf{F}_Z bzw. $\bar{\mathbf{x}}_Z$ sind zur Ein- und Ausleitung von Störkräften bzw. Systemantworten an Orten außerhalb der Regelkreise vorgesehen. Über diese Ein-/Ausgänge kann das Verhalten des mechatronischen Systems in Bezug auf äußere Störkräfte berechnet werden. Hierbei können auch nichtlineare Effekte ergänzt und deren Wechselwirkungen mit dem System simuliert werden. Beispiele hierfür sind Zerspankräfte mit regenerativen Kraftanteilen, die durch Schwingungen der Maschine verursacht und auf die Maschine rückgekoppelt werden (vgl. ZÄH & OERTLI 2004D), oder nichtlineare Reibkräfte an tribologischen Kontaktstellen (z. B. Lager, Linearführungen). Für jeden zu berücksichtigenden Störeffekt müssen entsprechende Ein- und Ausgänge an den jeweiligen Orten des mechanischen Systems vorgesehen werden.

6.7 Übertragungsfunktionen

Die Analyse des Übertragungsverhaltens des mechatronischen Systems erfolgt anhand von Übertragungsfunktionen, die durch die mechatronischen Systemgleichungen (202, 203) definiert sind. Mit einem harmonischen Lösungsansatz gilt für die Gl. (202) das folgende Eigenwertproblem:

$$(\lambda_i \mathbf{I} - \mathbf{A}_G) \mathbf{v}_i = \mathbf{0} \quad (206)$$

Dessen Lösung liefert die komplexen Eigenwerte λ_i und Eigenvektoren \mathbf{v}_i des mechatronischen Systems (Gl. 202), die zur Eigenwertmatrix $\mathbf{\Lambda}$ und der Modalmatrix \mathbf{V} zusammengefasst werden:

$$\mathbf{\Lambda} = \text{diag}[\lambda_i], \quad \mathbf{V} = [\mathbf{v}_i] \quad (207, 208)$$

Die folgende Ähnlichkeitstransformation diagonalisiert das Differenzialgleichungssystem (202, 203):

$$\mathbf{z}_G = \mathbf{V} \hat{\mathbf{z}}_G \quad (209)$$

Zur Unterscheidung von der Diagonalform der Differenzialgleichungssysteme zweiter Ordnung (Gl. 13) sind die generalisierten Größen des Systems erster Ordnung anstelle der Tilde (\sim) mit einem Dach-Symbol ($\hat{}$) gekennzeichnet. Damit lautet die Diagonalform des Gleichungssystems (202, 203):

$$\dot{\hat{\mathbf{z}}}_G = \mathbf{\Lambda} \hat{\mathbf{z}}_G + \hat{\mathbf{B}}_G \mathbf{u}_G \quad \text{mit} \quad \mathbf{\Lambda} := \mathbf{V}^{-1} \mathbf{A}_G \mathbf{V}, \quad \hat{\mathbf{B}}_G := \mathbf{V}^{-1} \mathbf{B}_G \quad (210, 211, 212)$$

$$\mathbf{y}_G = \hat{\mathbf{C}}_G \hat{\mathbf{z}}_G \quad \text{mit} \quad \hat{\mathbf{C}}_G := \mathbf{C}_G \mathbf{V} \quad (213, 214)$$

Eine Laplace-Transformation überführt dieses Gleichungssystem in ein algebraisches Gleichungssystem:

$$s \hat{\mathbf{Z}}_G(s) = \mathbf{\Lambda} \hat{\mathbf{Z}}_G(s) + \hat{\mathbf{B}}_G \mathbf{U}_G(s) \quad (215)$$

$$\mathbf{Y}_G(s) = \hat{\mathbf{C}}_G \hat{\mathbf{Z}}_G(s) \quad (216)$$

Umgeformt erhält man daraus für die Ausgangsgrößen:

$$\mathbf{Y}_G(s) = \left(\hat{\mathbf{C}}_G (s \mathbf{I} - \mathbf{\Lambda})^{-1} \hat{\mathbf{B}}_G \right) \mathbf{U}_G(s) \quad (217)$$

Übertragungsfunktionen sind definiert als Verhältnisse der Ausgangs- zu den Eingangsgrößen. Für Systeme mit mehreren Ein- und Ausgängen erhält man eine Übertragungsmatrix $\mathbf{G}(s)$:

$$\mathbf{G}(s) = \mathbf{Y}_G(s) \mathbf{U}_G^{-1}(s) = \hat{\mathbf{C}}_G (s \mathbf{I} - \mathbf{\Lambda})^{-1} \hat{\mathbf{B}}_G \quad (218)$$

Auf Grund der entkoppelten Form zerfällt die Übertragungsmatrix $\mathbf{G}(s)$ in Einzelsysteme erster Ordnung:

$$\mathbf{G}(s) = \sum_i \mathbf{G}_i(s) = \sum_i \frac{\hat{\mathbf{C}}_{G,i} \hat{\mathbf{B}}_{G,i}}{s - \lambda_i} \quad (219)$$

Infolge der komplexen Modaltransformationen in den Matrizen $\hat{\mathbf{B}}_G$ und $\hat{\mathbf{C}}_G$ (Gln. 212 und 214) sind die Residuen dieser Partialbruchdarstellung komplex. Die für schwingungsfähige Systeme erwarteten Teilsysteme zweiter Ordnung erhält man durch Zusammenfassen der zueinander konjugiert komplexen Eigenwerte λ_i und λ_i^* mit $\lambda_i = \sigma_i + j\omega_i$:

$$\frac{\hat{\mathbf{C}}_{G,i} \hat{\mathbf{B}}_{G,i}}{s - \lambda_i} + \frac{\hat{\mathbf{C}}_{G,i}^* \hat{\mathbf{B}}_{G,i}^*}{s - \lambda_i^*} = \frac{\Gamma_0 s + \Gamma_1}{s^2 - 2\sigma_i s + \omega_{0,i}} \quad (220)$$

Hierbei ist $\omega_{0,i}$ die Eigenfrequenz des konjugiert komplexen Eigenwertepaares. Die Matrizen Γ_0 und Γ_1 enthalten ausschließlich reelle Koeffizienten, die sich aus den komplexen Ein- und Ausgangsmatrizen $\hat{\mathbf{B}}_G$ und $\hat{\mathbf{C}}_G$ sowie den komplexen Eigenwerten λ_i ergeben. Mit den Polynomquotienten zweiter Ordnung (Gl. 220) als Summanden konjugiert komplexer Eigenwertepaare liefert Gl. (219) für jeden Übertragungspfad des mechatronischen Systems einen Übertragungsfrequenzgang mit den für dynamische Systeme charakteristischen Resonanz- und Tilgerstellen.

6.8 Zusammenfassung

Das in den vorhergehenden Abschnitten entwickelte mechatronische Modell basiert auf der Wirkstruktur der Antriebsregelkreise von Werkzeugmaschinen. Es beinhaltet die kaskadiert angeordneten P- und PI-Regler, die elektrodynamischen Übertragungseigenschaften der Servomotoren und der elektrischen Stellglieder sowie signalverarbeitungstechnische Funktionen, wie z. B. Filter. Die mechanischen Übertragungstrecken werden durch ein FEM-Modell beschrieben, das nach der in Kapitel 5 entwickelten Vorgehensweise zu erzeugen ist. Um bei der Regelungssimulation des mechatronischen Systems eine hohe Recheneffizienz zu gewährleisten, muss das mit der FEM erzeugte Gleichungssystem in der Ordnung reduziert werden. Hierzu wurde das von Litz entwickelte Verfahren, das auf der Trennung dominanter und nicht-dominanter Eigenmoden basiert, modifiziert und für die Ordnungsreduktion der hier verwendeten FEM-Modelle angepasst. Die Transformation der ordnungsreduzierten Bewegungsgleichungen in die Zustandsraumdarstellung und die Kopplung mit dem Modell der Regelung und der elektrischen Antriebe führt zu den mechatronischen Systemgleichungen. Durch die mathematisch geschlossene Form lassen sich die gekoppelten Gleichungssysteme sehr effizient lösen, z. B. durch Integration direkt im Zeitbereich.

Kompaktere Darstellungen der dynamischen Systemeigenschaften liefern jedoch Übertragungsfunktionen, die man, wie gezeigt, durch Überführung des Gleichungssystems in den Frequenzbereich erhält. Damit kann z. B. untersucht werden, welche Resonanzfrequenzen in den Antriebsregelkreisen auftreten und wie sich die Schwingungen durch Veränderung der Reglerbeiwerte oder durch Filter beeinflussen lassen. Dies ist eine typische Aufgabenstellung bei der Maschineninbetriebnahme, die nun durch Simulation gelöst werden kann. In den beiden nachfolgenden Kapiteln wird die praktische Anwendung des Verfahrens anhand von zwei Versuchsmaschinen exemplarisch gezeigt. Die Simulationsergebnisse werden dabei durch Vergleich mit experimentellen Untersuchungsergebnissen verifiziert.

7 Simulation eines Antriebsversuchsstandes

7.1 Beschreibung des Versuchsstandes

Um die Modellbildung der Antriebsstränge, der Regelung und der elektrischen Antriebe sowie das auf einem ordnungsreduzierten FEM-Modell basierende Verfahren zur Simulation des mechatronischen Systems für die praktische Anwendung zu verifizieren, wurde exemplarisch ein Antriebssystem simuliert und zum Vergleich experimentelle Untersuchungen unter Laborbedingungen durchgeführt.

Bei dem simulierten System handelt es sich um den in Bild 57 dargestellten Versuchsstand. Dieser stellt eine Kreuztischeinheit auf Basis eines Transferstraßenmoduls dar. Beide Vorschubachsen besitzen einen identischen strukturellen Aufbau mit Rollenumlaufführungen und direkt angetriebenen Kugelgewindespindeln.

Servomotor und Vorschubspindel:

Trägheitsmoment Motor	$204 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Trägheitsmoment Spindel	$118 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Torsionssteifigkeit Kupplung	$2,7 \cdot 10^4 \text{ Nm/rad}$
Axialsteifigkeit Spindellager	$3,8 \cdot 10^9 \text{ N/m}$

Kugelgewindetrieb:

Typ	Doppelmutter
Axialsteifigkeit	$8 \cdot 10^8 \text{ N/m}$
Spindelsteigung	30 mm
Kugelmittendurchmesser	50,3 mm
Einzelmutterlänge	85 mm
Distanzringlänge	0 mm
Lastwinkel	45°

Vorschubschlitten und Linearführungen:

Schlittenmasse	600 kg
Vertikalsteifigkeit Führungswagen	$2 \cdot 10^9 \text{ N/m}$
Lateralsteifigkeit Führungswagen	$1,5 \cdot 10^9 \text{ N/m}$
Verfahrweg	700 mm

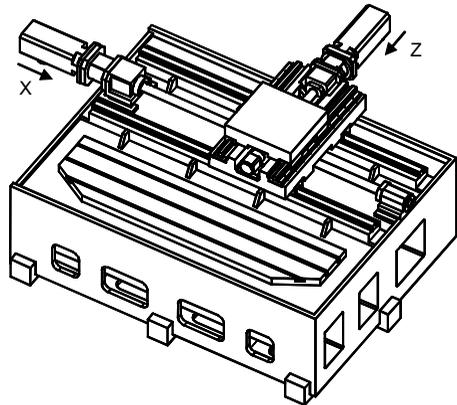


Bild 57: Antriebsversuchsstand und mechanische Parameter der X-Achse

Kreuz- und Oberschlitten können auf Grund der kompakten Bauweise als starr betrachtet werden, ebenso wie das als geschweißte Stahlkonstruktion ausgeführte und mit Mineralbeton gefüllte Maschinenbett. Dies ist in Bezug auf Verifikationsrechnungen insofern vorteilhaft, als das Maschinengestell das Verhalten der Antriebe kaum beeinflusst und sich dieser Versuchsstand somit speziell zur Bestätigung der Antriebsstrangmodelle eignet. Das dynamische Verhalten resultiert bei diesem Aufbau im Wesentlichen aus den bewegten Schlittenmassen und den Elastizitäten in den Antriebs-

strängen. Dabei stellen insbesondere die Kupplungen und die Kugelgewindetriebe konzentrierte Nachgiebigkeiten dar.

Die im Folgenden beschriebenen Verifikationsrechnungen wurden an der X-Achse durchgeführt, deren wesentliche mechanische Parameter im Bild 57 zusammengefasst sind. Zunächst werden das FEM-Modell der Vorschubachse und die damit berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen erläutert. Danach folgen die Ordnungsreduktion des FEM-Modells und die Simulation der Vorschubachse in Regelung. Zur Verifikation der Modellbildung werden die Ergebnisse der Regelungssimulation mit Messergebnissen des realen Systems verglichen.

7.2 Strukturmechanische Berechnung

Bild 58 zeigt das FEM-Modell des X-Antriebsstrangs. Der Vorschubschlitten ist als Starrkörper modelliert. Im Bild zu erkennen ist der mit einem Trägheitstensor parametrisierte Schlittenschwerpunkt, vier Verbindungsknoten für die Linearführungen und ein Verbindungsknoten an der Stelle der Kugelgewindemutter. Das ebenfalls als starr betrachtete Maschinenbett ist dem Inertialraum zugeordnet.

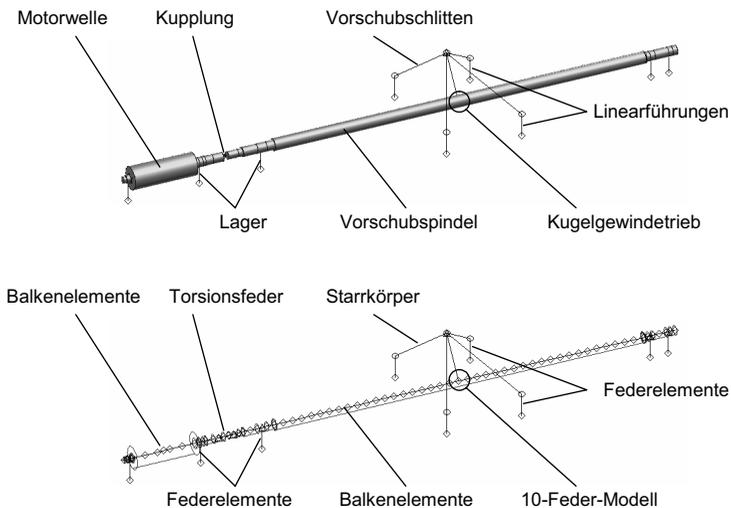


Bild 58: FEM-Modell des Antriebsstrangs

Der Antriebsstrang wurde unter Verwendung der in Abschnitt 5.2 entwickelten Modellbausteine modelliert. Dementsprechend sind die Motorwelle und die Kugelgewindespindel, wie abgebildet, durch Balkenelemente repräsentiert. Die Lager und Linearführungen sowie die Kupplung sind mit Feder Elementen modelliert. Für den Kugelgewindetrieb wurde das in Abschnitt 5.4 entwickelte 10-Feder-Modell verwendet.

In Tabelle 2 sind die ersten acht der gemäß Abschnitt 4.2 berechneten Eigenfrequenzen und Eigenformen beschrieben. Besondere Dominanz (siehe Abschnitt 7.3) hinsichtlich des Übertragungsverhaltens im Regelkreis haben dabei die dritte und die sechste Mode bei 115 bzw. 275 Hz. Es handelt sich hierbei um Torsionsschwingungsformen des Antriebsstranges.

Tabelle 2: Berechnete Eigenfrequenzen und Eigenformen des Antriebsstrangs

Mode Nr.	Eigenfrequenz	Eigenform
1	0 Hz	Starrkörpermode: Freie Schraubung des Kugelgewindetriebes.
2	34,8 Hz	Axiale Schwingung der Motorwelle; spannungsfreier Axialversatz in der Kupplung.
3	115 Hz	Gegenphasige Axialschwingung des Schlittens und Drehschwingung der Kugelgewindespindel mit Beanspruchung der Umlaufkugeln quer zur Gewinderille; gleichphasige Drehschwingung der Motorwelle mit der Spindel.
4,5	225 Hz	Zweifach auftretende Eigenfrequenz: Biegeschwingung der Spindelwelle.
6	275 Hz	Gegenphasige Drehschwingung der Spindel und der Motorwelle; spannungsfreie Schraubung der Spindel durch die Mutter.
7,8	276 Hz	Zweifach auftretende Eigenfrequenz: Radiale Schwingung der Motorwelle.

Die Eigenfrequenz bei 115 Hz wird durch den Kugelgewindetrieb verursacht. Der Vorschubschlitten oszilliert hier in Vorschubrichtung, während die Kugelgewindespindel eine dazu gegenphasige Drehschwingung ausführt. Die elastische Energie konzentriert sich dabei auf den Kugelgewindetrieb, dessen Umlaufkugeln bei dieser Eigenfrequenz quer zur Gewinderille beansprucht werden. Die Drehschwingung der Motorwelle ist gleichphasig zur Bewegung der Kugelgewindespindel und mit einer leichten Torsion der Kupplung und der Spindel verbunden.

Demgegenüber konzentriert sich die Formänderungsenergie bei 275 Hz auf die Kupplung. Hier tritt eine gegenphasige Drehschwingung zwischen der Motorwelle und der Kugelgewindespindel auf. Die Spindel schraubt bei nahezu still stehendem Vorschubschlitten in Gewinderichtung durch die Mutter und erfährt dabei eine leichte Axialdehnung. Durch die Schraubbewegung der Spindel relativ zur Mutter werden die Umlaufkugeln im Kugelgewindetrieb kaum elastisch beansprucht.

Die Übertragungsdominanz der Torsionseigenfrequenzen wird ersichtlich, wenn man Übertragungsfrequenzgänge zwischen der Motorwelle und den Messorten der Position oder Drehzahl betrachtet. Diese Frequenzgänge wurden gemäß Abschnitt 5.6 berechnet. In Bild 59 ist beispielsweise der Mobilitätsfrequenzgang der Motorwelle mit Bezug auf das Motormoment als Bode-Diagramm dargestellt. Für die Frequenzgangberechnung wurde hier der modale Dämpfungsansatz gewählt (siehe Abschnitt 4.3) und alle Moden mit 5 % Lehr'scher Dämpfung bedämpft. Dieser Wert liegt in dem für Werkzeugmaschinen typischen Bereich von 2 bis 10 % (siehe z. B. SUMMER 1986)

und führt in dem vorliegenden Fall, wie die weiter unten (Abschnitt 7.4) dargestellten Vergleiche zeigen, zu einer sehr guten Übereinstimmung der rechnerischen und experimentellen Ergebnisse. Die Eigenfrequenzen treten im Übertragungsfrequenzgang als Resonanzen auf, während sich etwas unterhalb dieser Frequenzen typische Tilgerfrequenzen zeigen. Bei letzteren Frequenzen verharrt der Ort der Messwertaufnahme in Ruhe, während sich die Schwingungsenergie in andere Bereiche der Struktur verlagert.

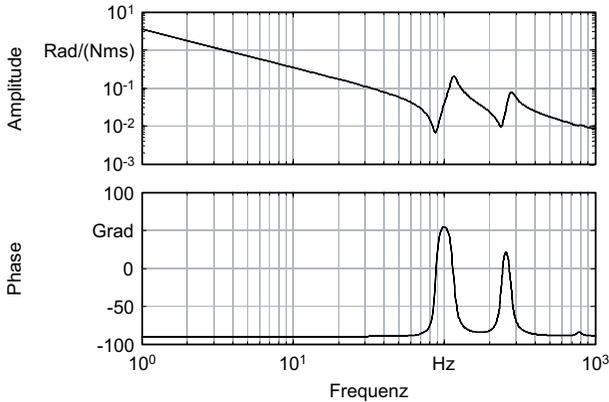


Bild 59: Mobilitätsfrequenzgang der Motorwelle mit Bezug auf das Motormoment

7.3 Dominanzanalyse und Ordnungsreduktion

Das Modell der Vorschubachse als mechatronisches Gesamtsystem wurde nach der in Kapitel 6 dargestellten Vorgehensweise erzeugt. Die automatische Auswahl der dominanten Moden im Rahmen der Ordnungsreduktion (Abschnitt 6.5) erfolgte anhand der prozentualen Dominanzgrade r_{kli} (Gln. 174). In Bild 60 sind die Dominanzindizes der ersten fünfzig Moden in Balkendiagrammen dargestellt.

Das obere Diagramm zeigt die Dominanzindizes $B_{K,kli}$ (Kenn-Mobilität, Gl. 177) der mechanischen Übertragungsstrecke im Drehzahlregelkreis. Diese Strecke stellt ein kolloziertes System (Abschnitt 5.6) dar, mit dem Motormoment als Eingangsgröße und der Motordrehzahl als Ausgangsgröße. Da also der umgebende Regelkreis die Motordrehzahl als Eingangsgröße verwendet, wird für die Dominanzanalyse in diesem Pfad die Kenn-Mobilität der Motorwelle als Dominanzindex verwendet. Das Balkendiagramm zeigt, dass zur Simulation des Drehzahlregelkreises neben der Starrkörpermode (erste Mode bei 0 Hz, siehe Abschnitt 5.5) die dritte und die sechste Mode in das reduzierte Modell zu übernehmen sind.

Das untere Balkendiagramm zeigt die Dominanzindizes $N_{K,kli}$ (Kenn-Nachgiebigkeit, Gl. 172) für den Lageregelkreis. Hier wird der Übertragungspfad von der Motorwelle zum Ort der Lagemessung am Vorschubschlitten betrachtet. Da dieses Übertragungs-

system eine Positionsantwort ausgibt, wird in diesem Fall die Kenn-Nachgiebigkeit des Schlittens mit Bezug auf das Motormoment als Dominanzmaß verwendet. Vergleicht man die Dominanzzahlen der beiden Übertragungspfade, so fällt auf, dass die Übertragungsdominanz der sechsten Mode für den Lageregelkreis (unteres Diagramm) beinahe verschwindet. Diese Tatsache erklärt sich durch die niedrige Beobachtbarkeit dieser Mode am Ort der Lagemessung. Wie in Abschnitt 7.2 beschrieben, verhält sich der Schlitten bei der sechsten Eigenfrequenz (275 Hz) nahezu stationär.

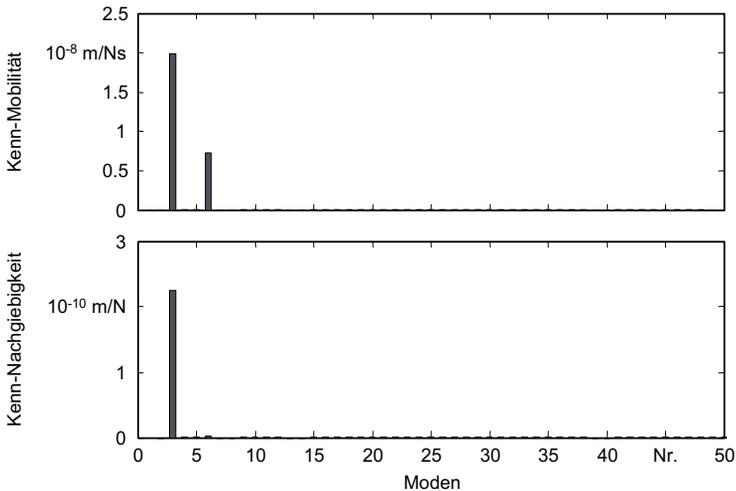


Bild 60: Dominanzindizes für die Übertragungspfade zwischen der Motorwelle und den Messorten der Drehzahl und der Position

Wäre mit dem hier diskutierten FEM-Modell z. B. ein einschleifiger Lageregelkreis zu simulieren, würde es dem unteren Diagramm gemäß genügen, neben der Starrkörpermode nur die dritte Mode beizubehalten. Aus Sicht der Systemsimulation der kaskadierten Lageregelung müssen aber alle Moden, die in irgendeinem Pfad wesentlich an Übertragungsvorgängen beteiligt sind, beibehalten werden. Im Fall der hier untersuchten Vorschubachse sind dies neben der Starrkörpermode die dritte und die sechste Mode.

7.4 Regelungssimulation und Verifikation

Um das Simulationsmodell des Antriebssystems zu verifizieren, wurde nach dem in Kapitel 6 beschriebenen Verfahren eine Regelungssimulation der Vorschubachse und anschließend ein Vergleich der Berechnungsergebnisse mit entsprechenden Messergebnissen durchgeführt. Die am Versuchsstand eingesetzten elektrischen Antriebs- und Regelungssysteme sowie deren Modellbildung entsprechen den Darstellungen in den Abschnitten 2.1.2.2 und 2.1.3 bzw. 6.2 und 6.3. Das FEM-Modell des Antriebs-

strangs wurde, wie in Abschnitt 6.5 beschrieben, unter Beibehaltung der dominanten Moden (siehe Abschnitt 7.3) in der Ordnung reduziert und in Zustandsraumdarstellung mit dem Modell des kaskadierten Lageregelkreises gekoppelt (siehe Abschnitt 6.6).

Die Antriebsregelung des realen Antriebsversuchsstands und das Simulationsmodell der Regelung wurden identisch parametrisiert. Sämtliche Sollwertfilter waren bei diesen Untersuchungen deaktiviert. Für die Messungen wurden die an die Steuerung zurückgeführten Signale der an der Maschine installierten Messgeräte aufgezeichnet.

Bild 61 zeigt das simulierte und gemessene Einschwingverhalten der Vorschubachse nach einem Lagesollwertsprung. Rechts im Bild sind die verwendeten Regelkreisparameter zusammengefasst. Wie der Verlauf der Einschwingkurven zeigt, bildet das Simulationsmodell das Verhalten des realen Systems im Zeitbereich sehr gut ab.

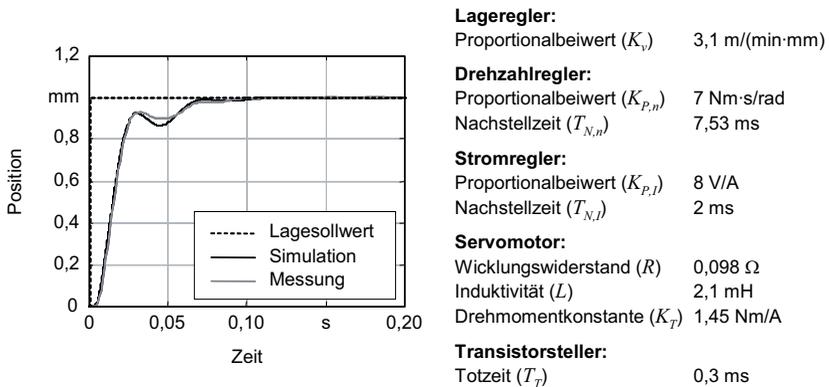


Bild 61: Sprungantwort des Lagereglers für eine Regelkreisconfiguration

Beim Abgleich der Reglerparameter im Rahmen von Antriebsinbetriebnahmen wird das Verhalten der Regelung auch im Frequenzbereich betrachtet. Damit können stabilitätskritische Eigenfrequenzen, die den Einstellbereich der Reglerparameter begrenzen, ermittelt werden. Als Beispiel für solche Untersuchungen im Frequenzbereich ist in Bild 62 der simulierte und gemessene Führungsfrequenzgang des Drehzahlreglers dargestellt.

Bis auf den hier deaktivierten Lageregler wurden für diese Simulation die Regelkreisparameter aus Bild 61 beibehalten. Um einen Vergleich zwischen Simulation und Messung unter vergleichbaren Randbedingungen zu erhalten, wurde der simulierte Führungsfrequenzgang hier nicht, wie in Abschnitt 6.7 dargestellt, auf analytischem Weg über eine Polynombruchdarstellung berechnet. Stattdessen wurde das Simulationsmodell, dem messtechnischen Vorgehen am physikalischen System entsprechend, mit bandbegrenztem Rauschen am Drehzahl-Sollwerteingang beaufschlagt und das Übertragungsspektrum durch Fast-Fourier-Transformation der Antwortsignale bestimmt. Um Haftreibungseffekte, die in der Simulation nicht berücksichtigt sind, an der realen Vorschubachse zu vermeiden, wurde das Anregungssignal bei der Versuchsdurchführung mit einem Drehzahl-Offset überlagert. Dadurch wurden schwin-

gungsverursachte Richtungswechsel, die mit kurzzeitigen Stillständen des Schlittens in den Umkehrpunkten einhergehen, vermieden.

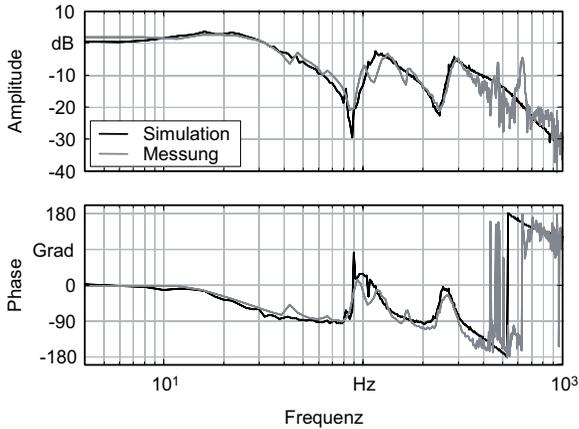


Bild 62: Führungsfrequenzgang des Drehzahlreglers

Der Vergleich der in Bild 59 und Bild 62 abgebildeten Mobilitäts- bzw. Führungsfrequenzgänge zeigt, dass sich die durch den Kugelgewindtrieb und die Kupplung verursachten Eigenfrequenzen auch im Führungsverhalten des Drehzahlreglers als Tilger- und Resonanzstellen abbilden. Wie häufig bei Vorschubantrieben von Werkzeugmaschinen der Fall, verursacht auch bei dem hier untersuchten System der Kugelgewindtrieb die erste dominante Eigenfrequenz und begrenzt die einstellbaren Reglerbeiwerte bzw. die Reglerbandbreite.

Entscheidend in Bezug auf die Verifikation der Modellbildung und des Simulationsverfahrens ist jedoch, dass die berechneten Resonanz- und Tilgerfrequenzen, insbesondere die des Kugelgewindtriebes, sowie die Eckfrequenz des Reglers, die hier bei etwa 30 Hz liegt, dem Verhalten des realen Systems entsprechen. Damit ist gezeigt, dass die in Kapitel 5 entwickelte Methode zur Modellierung von Antriebsstrukturen, insbesondere solcher mit Kugelgewindtrieb, sowie die in Kapitel 6 beschriebene Vorgehensweise zur Modellierung des mechatronischen Systems zutreffende Modelle für die strukturmechanische Berechnung und für die Regelungssimulation der elektromechanischen Antriebssysteme von Werkzeugmaschinen liefern.

8 Simulation eines Bearbeitungszentrums

8.1 Beschreibung der Maschine

Das im vorhergehenden Kapitel dargestellte Anwendungsbeispiel diente der Verifikation der in dieser Arbeit entwickelten Antriebsstrang- und Regelungsmodelle. In den nun folgenden Abschnitten wird die Anwendung des Simulationsverfahrens zur Berechnung einer gesamten Werkzeugmaschine mit elastischen Gestell- und Antriebsstrukturen erläutert.

Für die messtechnische Verifikation der Simulationsergebnisse stand das in Bild 1 (Seite 3) gezeigte Bearbeitungszentrum als Versuchsmaschine zur Verfügung. Die Maschine ist mit drei kartesischen und zwei rotatorischen NC-Achsen ausgerüstet und verfügt über einen Arbeitsraum von $800 \times 700 \times 600$ mm. Die X-, Z- und B-Achse sind werkzeugseitig (WZ) angeordnet, werkstückseitig (WS) befinden sich die Y- und die C-Achse (Bild 1b). Die horizontal angeordneten Achsen X und Y bewegen den Fahrständer bzw. den Horizontalschlitten, die vertikale Z-Achse bewegt den Spindelstock. Die diagonal in der Y-Z-Ebene angeordnete B-Achse realisiert Schwenkbewegungen des Fräskopfes zwischen der vertikalen und der horizontalen Lage. Die Rundachse C positioniert das Werkstück bei einer Mehrseiten-Bearbeitung. Das Maschinenbett ist mit hoher Eigensteifigkeit ausgeführt und ruht auf drei Aufstellelementen.

Im Folgenden werden der Aufbau des Simulationsmodells (Abschnitt 8.2), die Ordnungsreduktion des FEM-Modells (Abschnitt 8.3) und die im Frequenz- und Zeitbereich durchgeführten Verifikationsrechnungen (Abschnitt 8.4) erläutert. In Abschnitt 8.5 werden weitere Anwendungsmöglichkeiten des FEM-basierten mechatronischen Simulationsmodells, wie die Simulation von Kreisfahrten, die Berechnung der dynamischen Relativnachgiebigkeit am Tool Center Point oder Arbeitsraumstudien, aufgezeigt.

8.2 Simulationsmodell

Bild 63 zeigt das Blockschaltbild des mechatronischen Gesamtsystems auf der obersten Hierarchieebene. Im Modellblock des mechanischen Systems ist das FEM-Modell des Maschinengestells abgebildet. Die im FEM-Modell integrierten Antriebsstrukturen sind durch die Graustufe hervorgehoben. Über jeden der drei modellierten Antriebsstränge ist ein Regelkreis mit einem Regelungs- und einem elektrischen Antriebsmodell geschlossen.

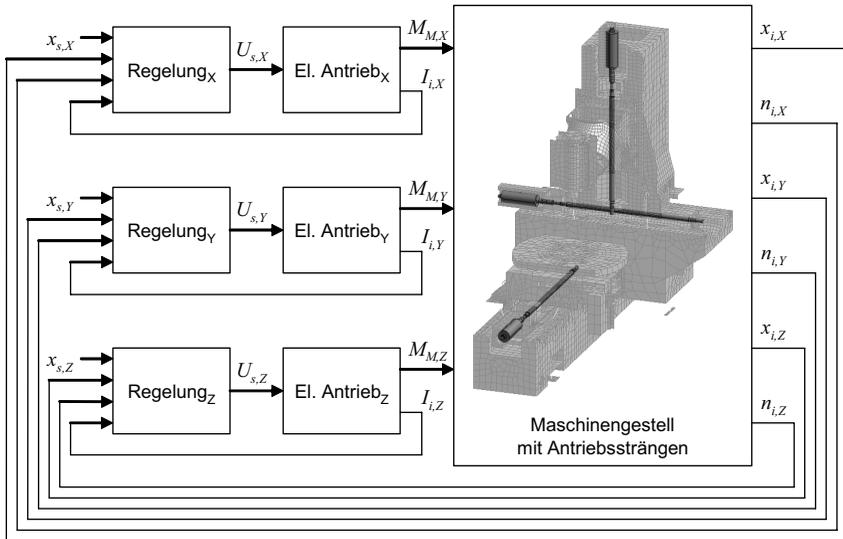


Bild 63: Mechatronisches Gesamtmodell des Bearbeitungszentrums

Die Modellierung der Antriebsstränge erfolgte mit Hilfe der in Abschnitt 5.2 entwickelten Modellbausteine. Dabei sind die Kugelgewindespindeln jeweils beidseitig („fest-fest“) axial und radial am Maschinenbett bzw. am Fahrständer gelagert, vorgespannt und werden direkt angetrieben. Die Kugelgewindetriebe, die hier als Einzelmotoren mit Vier-Punkt-Berührung ausgeführt sind, d. h. durch Übermaß der Umlaufkugeln vorgespannt werden, wurden durch die in Abschnitt 5.4 entwickelte Formulierung beschrieben. Die wesentlichen mechanischen Parameter der Antriebsstränge sind in der Tabelle A1 im Anhang zusammengefasst.

Da die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit die Modellbildung und Simulation der elektromechanischen Antriebssysteme mit Kugelgewindetrieb fokussiert, wurden im Rahmen der durchgeführten Simulationsuntersuchungen nur die diesbezüglich relevanten Antriebssysteme modelliert. Dies sind die Antriebe der kartesischen Vorschubachsen X, Y und Z. Die Rundachsen B und C wurden durch Ersatzsteifigkeiten mechanisch gefesselt.

Die elektrische Antriebstechnik der Maschine ist durch permanenterrregte Drehstrom-Synchronmaschinen mit digitaler, kaskadierter Lageregelung realisiert und entspricht somit dem derzeitigen Stand der Technik (siehe Abschnitte 2.1.2.2 und 2.1.3). Zur Simulation dieser Systeme wurden die in den Abschnitten 6.2 und 6.3 beschriebenen Modelle verwendet. Zum genaueren Abgleich der Simulationsergebnisse mit dem Verhalten der untersuchten Serienmaschine wurden auch die Sollwertfilter im Modell berücksichtigt. Eine Auflistung der relevanten Parameter der Regelung und der elektrischen Antriebe ist dem Anhang beigelegt (Tabellen A2 bis A6).

8.3 Strukturmechanische Berechnung und Ordnungsreduktion

Für die Regelungssimulation der Maschine wurde das FEM-Modell mit dem im Abschnitt 6.5 beschriebenen Verfahren in der Ordnung reduziert. Die Auswahl der im Zustandsraum-Modell beibehaltenen Moden erfolgte automatisch anhand der Dominanzindizes, wobei für jeden relevanten Übertragungspfad des mechanischen Systems eine Dominanzanalyse (siehe Abschnitt 6.5.3) durchgeführt wurde. Einen Gesamtüberblick über die Dominanzgrade der ersten 100 Moden in allen 27 untersuchten Pfaden gibt die als Balkendiagramm dargestellte Dominanzmatrix (Bild 64).

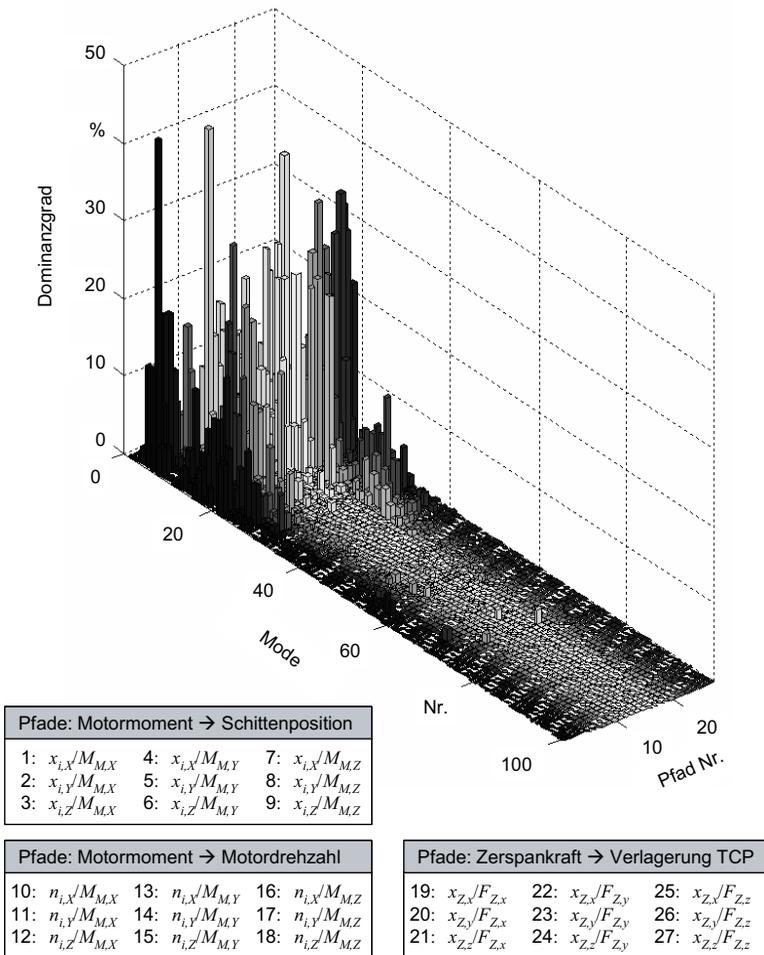


Bild 64: Dominanzmatrix der ersten 100 Moden in 27 Pfaden für das untersuchte Bearbeitungszentrum

Von primärer Bedeutung für die Simulation der Antriebsregelkreise sind hierbei die Übertragungswege von den Servomotoren ($M_{M,k}$, k : Achse X, Y, Z) zu den jeweiligen Orten der Drehzahl- ($n_{i,l}$, l : Achse X, Y, Z) bzw. Positionserfassung ($x_{i,l}$), d. h. zunächst zwei Pfade pro Antriebsstrang ($k = l$). Um auch Übersprecheffekte zwischen den Antriebsregelkreisen, d. h. die Übertragung antriebserreger Schwingungen auf die Messsignale benachbarter Regelkreise, im reduzierten Modell zu bewahren, wurden ferner die Übertragungspfade von den Motoren zu den Sensoren der jeweils anderen Vorschubachsen ($k \neq l$) in die Dominanzanalyse aufgenommen. Für die drei modellierten Antriebsstränge ergeben sich somit Übertragungswege zwischen drei Servomotoren und sechs Positionsmessgeräten bzw. Drehgebern. In Bild 64 sind dies die Pfade mit den Nummern 1 bis 18. Als Dominanzzahlen wurden, je nachdem, ob es sich um einen Übertragungspfad mit Drehzahlmessung ($n_{i,l}/M_{M,k}$) oder mit Positionsmessung ($x_{i,l}/M_{M,k}$) handelt, Kenn-Mobilitäten (Gl. 177) bzw. Kenn-Nachgiebigkeiten (Gl. 172) ermittelt und in prozentuale Dominanzgrade (Gl. 174) umgerechnet.

Um mit dem reduzierten Modell auch die dynamische Relativnachgiebigkeit an der Zerspanstelle zu approximieren (siehe Abschnitt 8.5.2), wurden darüber hinaus die Kenn-Nachgiebigkeiten (Gl. 172) für den TCP ermittelt und als prozentuale Dominanzgrade in die Ordnungsreduktion einbezogen. Dabei wurden neben den kollozierten Systemverhältnissen für die drei Raumkomponenten auch die Kreuz-Übertragungen zwischen den Raumrichtungen berücksichtigt (3×3 -Übertragungsmatrix). Hieraus resultieren für den TCP insgesamt neun Übertragungspfade ($x_{Z,m}/F_{Z,m}$; $m, n = x, y, z$), die in Bild 64 mit den Nummern 19 bis 27 bezeichnet sind.

Da die Auswertung der Dominanzmatrix und die Auswahl der Moden automatisiert erfolgt, dient das Balkendiagramm in Bild 64 lediglich dazu, die Struktur der Dominanzinformationen zu veranschaulichen. Jeder Übertragungspfad l - k wird zunächst durch eine eigene Modenauswahl separat approximiert. Dabei werden die Eigenwerte nach den Dominanzgraden des jeweiligen Pfades sortiert und so viele Moden ausgewählt, bis der Approximationsfehler $r_{N,kl}$ (Gl. 183) in diesem Pfad unterhalb einer a priori festgelegten Schranke $r_{N,max}$ liegt (siehe Abschnitt 6.5.4). Die modale Basis des ordnungsreduzierten Modells ergibt sich anschließend als Vereinigungsmenge der pfadspezifischen Modensätze. Bei dem hier betrachteten Anwendungsbeispiel wurde die Ordnungsreduktion mit einer oberen Fehlerschranke von 2 % durchgeführt. Damit konnte die Modellgröße auf 56 modale Zustände, inkl. der drei Mechanismenmoden (siehe Abschnitt 5.5) für die nicht gefesselten Vorschubachsen, reduziert werden.

In Bild 65 sind die Dominanzprofile für die mechanischen Übertragungsstrecken der X -, Y - und Z -Achsen-Regelkreise dargestellt. Dies sind für jede Achse die Strecken zwischen dem Servomotor und dem Drehgeber bzw. Positionsmessgerät. Der Vergleich mit den Dominanzprofilen des in Kapitel 7 berechneten Antriebsversuchsstands (Bild 60) zeigt, dass durch die integrierte Modellierung der Antriebsstränge im Verbund mit einer elastischen Gestellstruktur deutlich mehr Moden im Übertragungsverhalten der Antriebsstränge in Erscheinung treten, als dies bei der isolierten Betrachtung eines Antriebsstranges mit starrer Schlittenmasse der Fall ist. Während sich im Fall des Antriebsversuchsstands die Annahme ideal starrer Gestellkörper als gerechtfertigt erwiesen hat und die zwei dominanten Moden auf diskrete Elastizitäten im Antriebsstrang (Kugelgewindetrieb und Kupplung) zurückgeführt werden konnten, zeichnen sich bei der hier betrachteten Werkzeugmaschine die für die Antriebe relevanten Schwingungs-

formen durch Verformungen sowohl innerhalb der Antriebsstränge als auch des Maschinengestells aus.

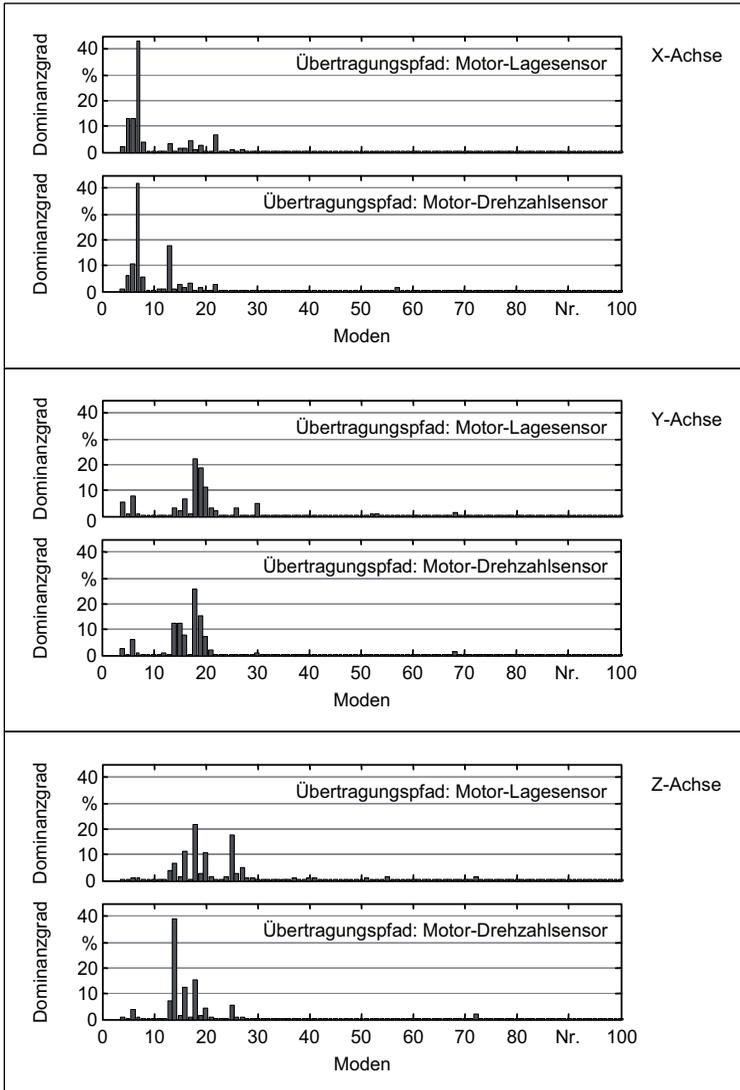


Bild 65: Dominanzprofile der Antriebsstränge des betrachteten Bearbeitungszentrums

Exemplarisch sind in Bild 66 und Bild 67 die gemäß Abschnitt 4.2 berechneten Schwingungsformen der 1., 5., 6., 7., 13. und 22. Mode abgebildet. Dies sind die Moden mit den höchsten Anteilen an den Übertragungsvorgängen der X-Achse. In den rechten Hälften der Bilder ist jeweils die Gesamtmaschine zu sehen. In den linken Hälften ist das Maschinengestell ausgeblendet, um die Schwingungsformen der Antriebsstränge sichtbar zu machen.

Die erste Mode bei 0 Hz bildet den Starrkörpermechanismus der X-Achse ab. Die spannungsfreie Verschiebung des X-Schlittens ist durch den Kugelgewindtrieb mit einer ebenso spannungsfreien Drehung der Antriebswellen gekoppelt.

Die Moden fünf bis sieben (18,7 Hz, 25,4 Hz und 27,4 Hz) sind Kippschwingungen des Maschinenbettes. Dieses Verhalten wird bei Maschinen mit eigensteifer Bettstruktur und elastischer Dreipunkt-Aufstellung erwartet. Die virtuellen Kippachsen sind in die jeweiligen Abbildungen eingezeichnet und verlaufen in der xy-Ebene über das Fundament. Da die Vorschubachsen im FEM-Modell nicht gefesselt sind, gleiten die Vorschubschlitten in den Linearführungen, während sich die Rotationsanteile der Kippschwingungen auf die Schlitten übertragen. Dabei sind die relativen Schlittenverschiebungen über die Kugelgewindtriebe mit Rotationen der Antriebsstränge gekoppelt. Diese Vorschubmechanismen sind der Kippschwingung überlagert und treten je nach Orientierung der virtuellen Kippachse in der X- und Y-Achse auf. Zusätzlich zu diesen Effekten ist bei diesen drei Moden eine zur Kippbewegung gleichphasige Dreh-schwingung der B-Achse zu beobachten.

Bei der 13. Mode (47,8 Hz) treten Elastizitäten in den Antriebssträngen der X- und Z-Achse in Erscheinung. Zunächst ist jedoch auch bei dieser Mode wieder die Elastizität der Fixation festzustellen. Die virtuelle Kippachse verläuft hier, wie eingezeichnet, in der xy-Ebene neben der Maschine am Fundament, wodurch sich Wechselwirkungen mit den Schwingungen in den Antriebssträngen der genannten Achsen ergeben. Deren Antriebswellen führen Drehschwingungen aus, wobei die Rotation jeweils ohne Axialverschiebung der Kugelgewindespindel relativ zur Mutter stattfindet. Das bedeutet, dass sich die Kugelgewindtriebe elastisch verhalten. Wie die Dominanzprofile in Bild 65 zeigen, beeinflusst diese Mode im Wesentlichen die Drehzahlregelung der X-Achse. Jedoch begründet der gemeinsame Eigenwert mit der in beiden Antriebssträngen gleich gearteten Schwingungsform eine Übersprechfrequenz der Antriebsregelkreise dieser Achsen. Daneben tritt bei dieser Eigenfrequenz auch die Drehschwingung der B-Achse wieder auf, hier jedoch gegenphasig zur Kippschwingung des Maschinenbettes.

Die 22. Mode (141,3 Hz) beinhaltet wieder eine Kippschwingung des Maschinenbettes. Die virtuelle Kippachse verläuft, wie eingezeichnet, in y-Richtung ungefähr durch den Schwerpunkt des Maschinenbettes. Diese Kippschwingung kommuniziert stark mit Schwingungen im Antriebsstrang der X-Achse. Der Fahrständer schwingt gegenphasig zur Kippbewegung in Vorschubrichtung. Dabei werden der Kugelgewindtrieb, die Kugelgewindespindel und das Spindellager axial elastisch beansprucht. An der Motorwelle zeigt sich eine Drehschwingung mit starker Torsion der Kupplung.

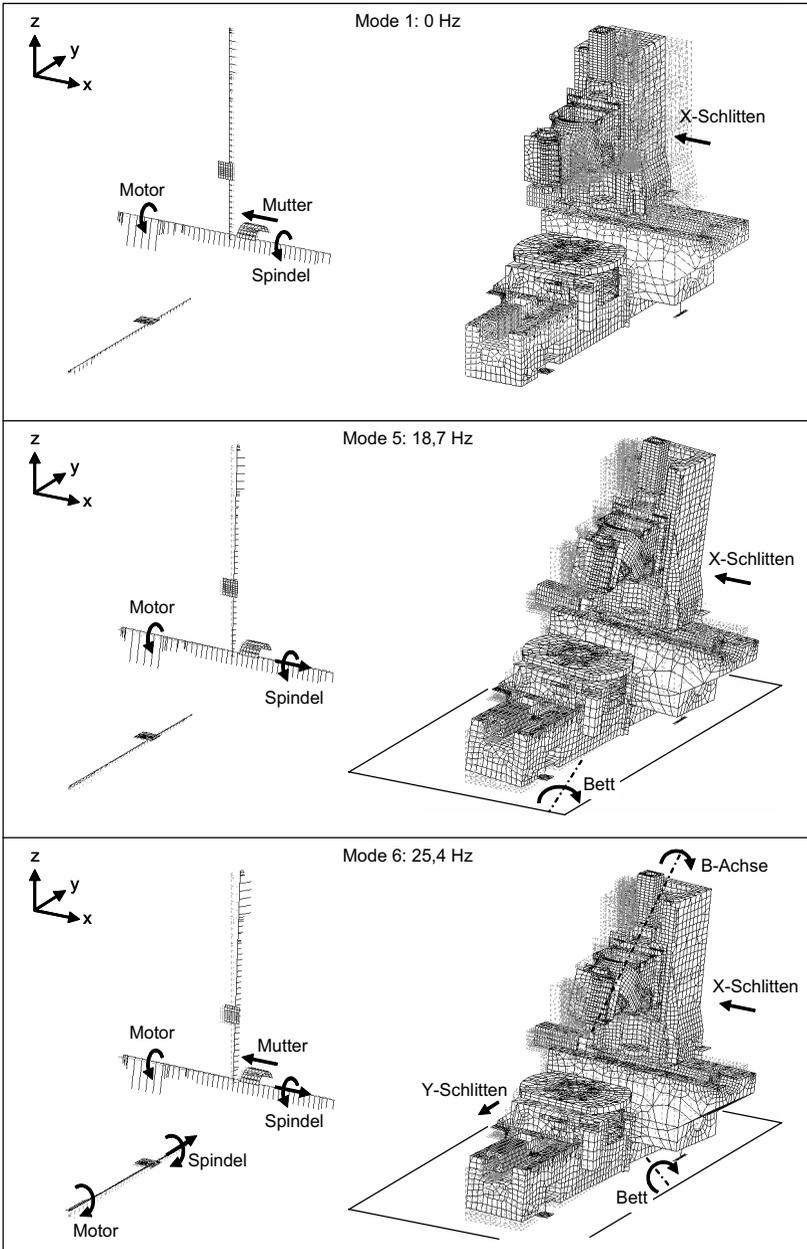


Bild 66: Eigenformen des betrachteten Bearbeitungszentrums mit hoher Dominanz in der X-Achse (1)

8 Simulation eines Bearbeitungszentrums

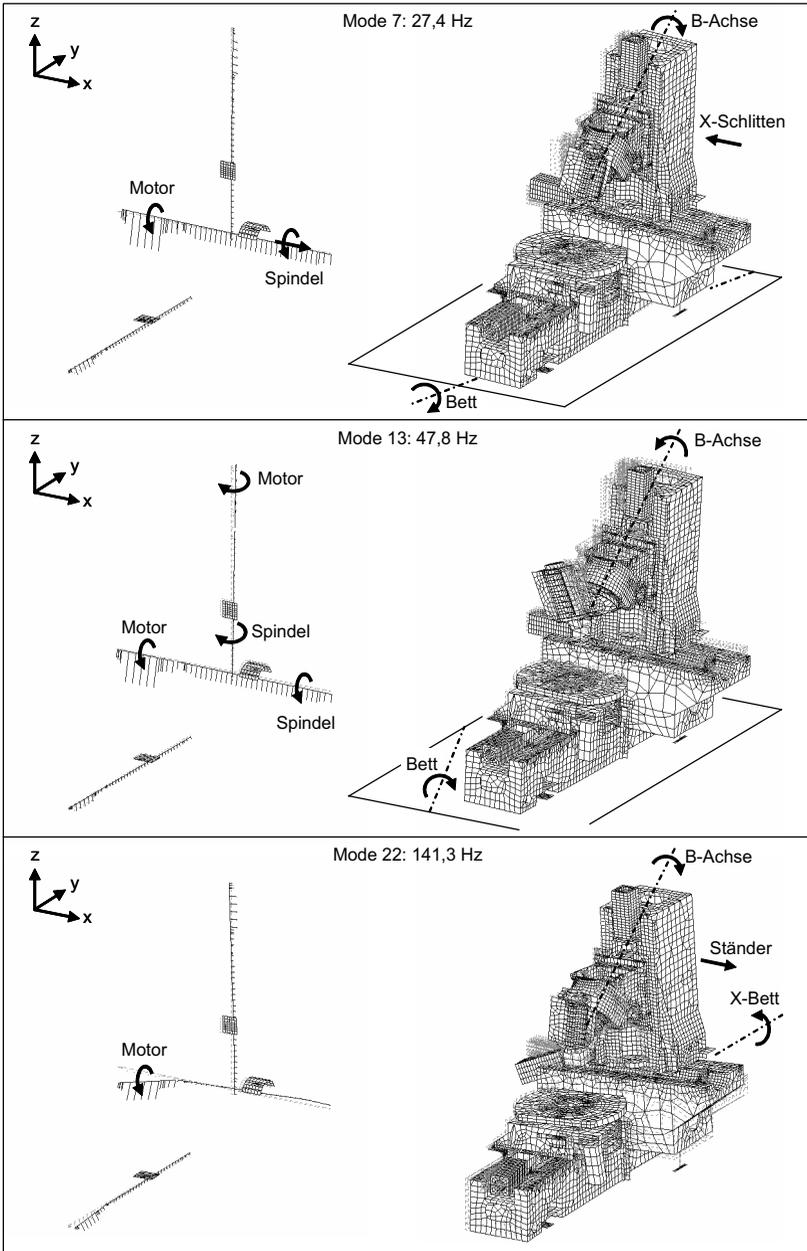


Bild 67: Eigenformen des betrachteten Bearbeitungszentrums mit hoher Dominanz in der X-Achse (2)

Die Diskussion dieser exemplarischen Modenauswahl bestätigt die als Motivation für diese Arbeit zu Grunde liegende Annahme, dass zur deduktiven Ermittlung der regelungstechnisch relevanten Eigenfrequenzen und Eigenformen die Antriebsstränge und das Maschinengestell in einem integrierten Modell gemeinsam und mit hohem Detaillierungsgrad betrachtet werden müssen. Wie die diskutierten Eigenformen zeigen, werden die in den mechanischen Übertragungsstrecken der Regelkreise dominant auftretenden Eigenfrequenzen nicht durch die Eigenschaften der Antriebsstränge allein, sondern auch durch das strukturelastische Verhalten des umgebenden Systems beeinflusst.

Für die nachfolgenden Regelungssimulationen muss das bislang als konservativ betrachtete mechanische System um eine modale Dämpfungsmatrix (vgl. Abschnitt 4.3) ergänzt werden. Aus den in Abschnitt 2.2.2 erwähnten Gründen wurde diese mit geschätzten Dämpfungswerten konstruiert. Als Orientierung kann bei Werkzeugmaschinen für das Lehr'sche Dämpfungsmaß ein Bereich von 2 bis 10 % angenommen werden (SUMMER 1986). Da in dem vorliegenden Fall die Moden im Frequenzbereich unter 30 Hz überwiegend durch die Elastizitäten der Aufstellelemente charakterisiert sind (siehe oben) und diesen eine vergleichsweise hohe dämpfende Wirkung zugeschrieben werden kann, wurde für diese Moden ein etwas höheres Dämpfungsmaß von 15 % verwendet. Oberhalb dieser Frequenz wurde mit Dämpfungswerten von 5 % gerechnet. Diese Annahmen führten, wie die im folgenden Abschnitt erläuterten Simulationsergebnisse zeigen, zu einer guten Übereinstimmung mit den Resultaten der experimentellen Untersuchungen.

8.4 Regelungssimulation und Verifikation

8.4.1 Frequenzgangsanalyse der Vorschubantriebe

Das mechatronische Gesamtmodell ermöglicht die systematische Analyse der Übertragungseigenschaften des Systems in allen relevanten Übertragungspfaden bzw. Teilstrecken. Da dies umfangreiche Berechnungen beinhaltet, kann an dieser Stelle nur eine exemplarische Auswahl an Berechnungsergebnissen gezeigt werden. Zur Verifikation des erzeugten Simulationsmodells wurde das Verhalten der Maschine im Frequenz- und im Zeitbereich simuliert und die Resultate mit experimentellen Untersuchungsergebnissen verglichen.

Die Berechnungen im Frequenzbereich (Bild 68 und Bild 69) wurden hier gemäß Abschnitt 6.7 durchgeführt. Für die experimentelle Ermittlung des Übertragungsverhaltens wurde die Maschine durch die Maschinensteuerung am jeweiligen Reglereingang mit bandbegrenztem Rauschen beaufschlagt und die Systemantworten mit den Drehgebern und den Positionsmessgeräten der Regelkreise gemessen. Die Messsignale wurden nach einer Fast-Fourier-Transformation im Frequenzbereich zu Übertragungsfrequenzgängen verrechnet und als Bode-Diagramme dargestellt.

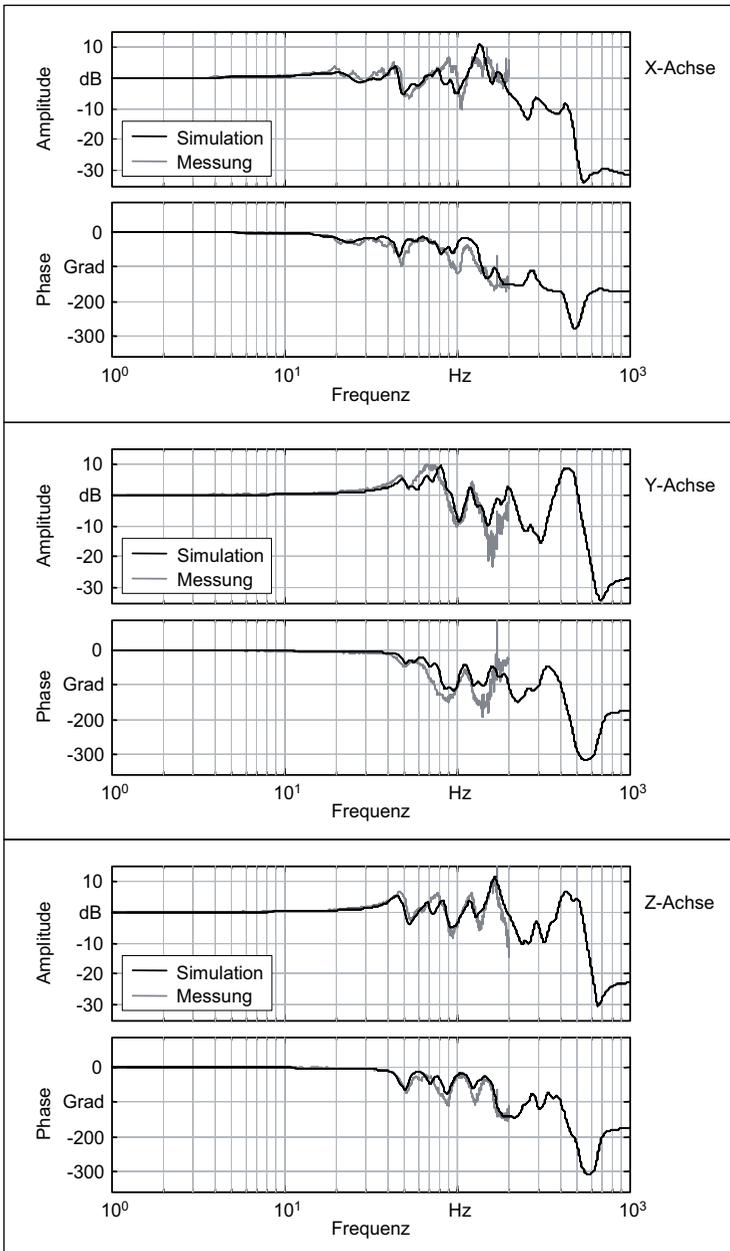


Bild 68: Transmissibilitäten der Antriebsstränge des betrachteten Bearbeitungszentrums

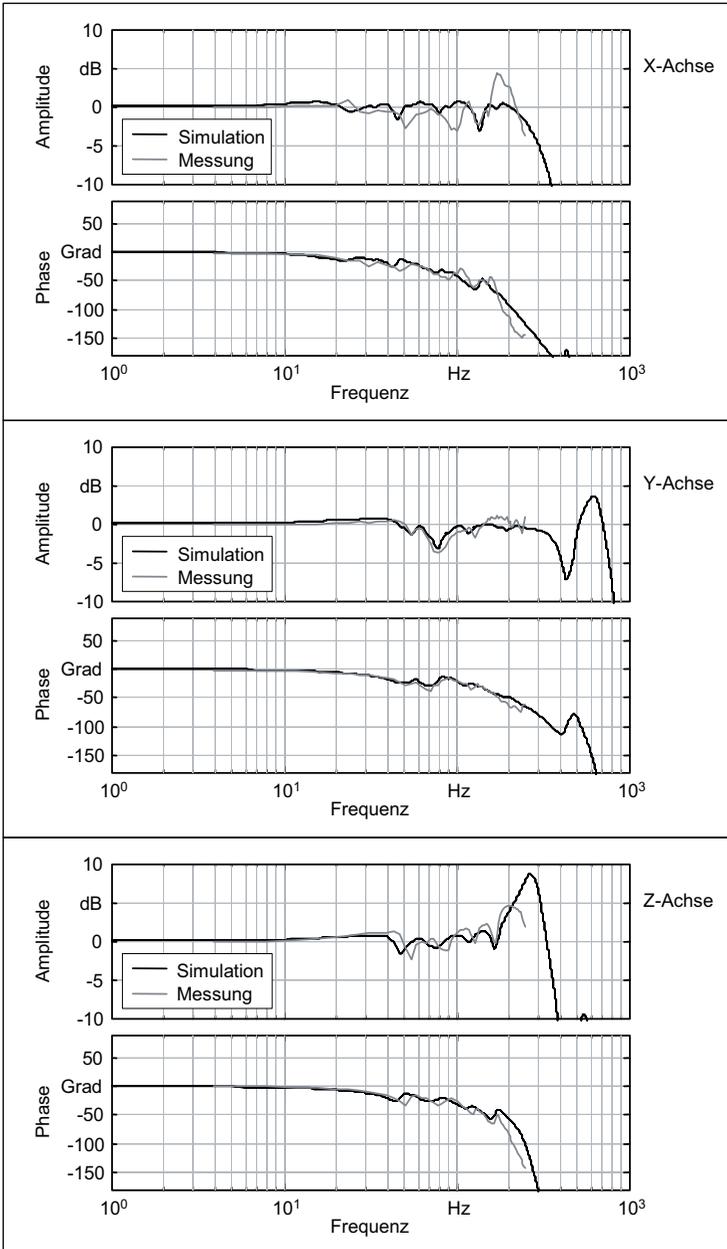


Bild 69: Führungsfrequenzgänge der Drehzahlregler des betrachteten Bearbeitungszentrums

In Bild 68 sind zunächst die Transmissibilitäten der modellierten Antriebsstränge dargestellt. Hierbei handelt es sich nicht um Übertragungsfunktionen zwischen Systemein- und -ausgängen, sondern um die Verhältnisse der am Schlitten und an der Motorwelle gemessenen Geschwindigkeitsantworten. Auf rechnerischem Weg erhält man die Transmissibilität als Quotient der Übertragungsfunktionen zwischen einem Systemeingang und den beiden -ausgängen. Als Verhältnis kinematischer Messgrößen würde die Transmissibilität bei einem ideal-kinematischen System ein konstantes Amplitudenverhältnis ohne Phasenverschiebung über der Frequenz aufweisen. Abweichungen von diesem Idealverlauf werden ausschließlich durch mechanisches Verhalten verursacht. Aus diesem Grund stellt die Transmissibilität ein geeignetes Verifikationskriterium für das rein mechanische Modell dar.

Bild 69 zeigt die simulierten und gemessenen Führungsfrequenzgänge der Drehzahlregelkreise. Diese Frequenzgänge sind Ist-zu-Soll-Verhältnisse der Motordrehzahlen. Sie geben somit Aufschluss über das Drehzahl-Führungsverhalten des mechatronischen Systems und dienen an dieser Stelle der Verifikation des mechatronischen Modells.

Wie die abgebildeten Frequenzgänge zeigen, konnten mit dem Simulationsmodell die Eigenfrequenzen und die Übertragungseigenschaften der Versuchsmaschine in allen Vorschubachsen gut nachgebildet werden. Die berechneten Transmissibilitäten und Führungsfrequenzgänge stimmen sowohl in den Amplituden- als auch in den Phasenverläufen gut mit dem realen System überein. Am Beispiel der X-Achse ist zu sehen, dass insbesondere die bei 47,8 und 141,3 Hz errechneten Eigenfrequenzen, die maßgeblich durch den Kugelgewindetrieb bzw. die Kupplung mitverantwortet werden (siehe Abschnitt 8.3), in der Transmissibilität des Antriebsstranges und im Führungsfrequenzgang des Drehzahlreglers als deutliche Tilger- bzw. Resonanzstellen hervortreten.

8.4.2 Positionierbewegung

Im Zeitbereich erfolgt die Bewertung von regelungstechnischen Systemen üblicherweise anhand des Einschwingverhaltens bei sprunghafter Veränderung der Führungsgrößen. Bei der Inbetriebnahme der kaskadierten Antriebsregelkreise stellt dieses Verfahren eine Alternative bzw. eine Ergänzung zur Frequenzgangsanalyse dar.

Exemplarisch für diese Untersuchungen zeigt Bild 70 die Positionierbewegung der X-Achse bei der sprunghaften Vorgabe einer neuen Sollposition mit einem Verfahrensweg von 1 mm. Dargestellt sind die am Schlitten und an der Motorwelle gemessenen Positions- und Geschwindigkeitsantworten der Maschine. Wie die Gegenüberstellung der simulierten und gemessenen Zeitverläufe zeigt, bildet das Simulationsmodell auch im Zeitbereich das Verhalten der Versuchsmaschine gut ab.

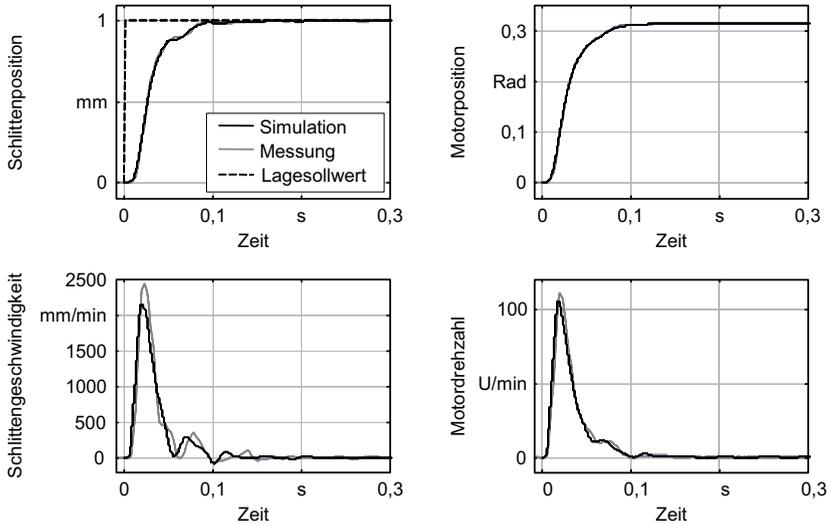


Bild 70: Positionierbewegung der X-Achse des betrachteten Bearbeitungszentrums

8.5 Weitere Simulationsbeispiele

8.5.1 Kreisfahrten

In Abschnitt 8.4 wurde die Untersuchung des Verhaltens des Simulationsmodells im Frequenz- und im Zeitbereich und dessen Verifikation durch experimentelle Untersuchungen an der Versuchsmaschine beschrieben. In den nun folgenden Abschnitten werden ohne die Gegenüberstellung mit Vergleichsmessungen noch weitere Anwendungsmöglichkeiten der Simulation für rechnerische Studien beispielhaft aufgezeigt.

Bild 71 zeigt das Ergebnis einer simulierten Kreisfahrt in der YZ-Ebene. Der Kreis hat einen Radius von 10 mm und wurde mit einer Bahngeschwindigkeit von 18,85 m/min (5 Kreisumläufe pro Sekunde) umfahren. Die programmierte Sollbahn beginnt im Ursprung des abgebildeten Polarkoordinatensystems. Der Anfahrvorgang erfolgte mit ruckbegrenzter Radial- und Tangentialbeschleunigung (Anlaufspirale) und wurde hier so programmiert, dass die Umlaufbahn nach einem viertel Kreislauf und die Bahngeschwindigkeit nach zwei Umläufen erreicht werden. Der dritte Kreislauf dient dem Abklingen etwaiger durch den Anfahrdruck angeregter Schwingungen. Der vierte Kreislauf wurde zur Darstellung der Ist-Bahnen und der Bahnabweichungen verwendet.

Das im Bild links dargestellte Kreisformdiagramm zeigt neben dem Verlauf der Sollbahn (r_{Soll}) die an den Längenmesssystemen (r_{LMS}) und am Tool Center Point (r_{TCP}) gemessenen Ist-Bahnverläufe. Die Kreisfahrt-Simulation wurde hier ohne Drehzahl-

und Stromvorsteuerung durchgeführt, so dass durch Schleppabstände verursachte Radialfehler deutlich hervortreten (Ist-Radien < Soll-Radien). Die Formverzerrung der Kreise ist als Strukturverhalten zu interpretieren. Insbesondere beruht die Abweichung zwischen dem an den Längenmesssystemen (r_{LMS}) und dem am TCP (r_{TCP}) gemessenen Kreis auf Elastizitäten außerhalb der Regelkreise, also des Maschinengestells. Um die radialen Bahnabweichungen deutlicher darzustellen, sind rechts neben dem Kreisdiagramm die radialen Abweichungen der Ist-Bahnen (r_{LMS}, r_{TCP}) vom Soll-Kreis (r_{Soll}) sowie die Abweichung der Ist-Bahnen voneinander ($r_{TCP} - r_{LMS}$) über dem Kreiswinkel dargestellt.

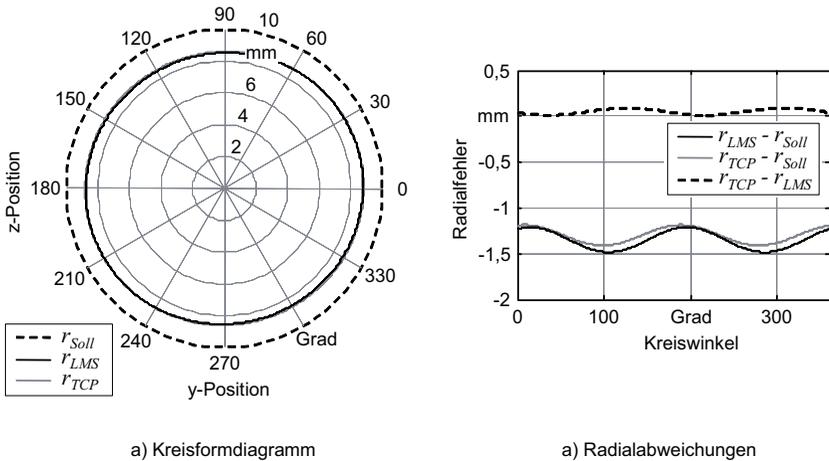


Bild 71: Kreisformtest in der YZ-Ebene für das betrachtete Bearbeitungszentrum

Die für reale Kreisformtests charakteristischen Konturfehler an den Quadrantenübergängen, die auf der Reibkraftumkehr beruhen, treten bei den hier durchgeführten Simulationen nicht auf. Diese Effekte beinhalten nichtlineares Verhalten, das durch das verwendete Simulationsmodell nicht berücksichtigt wird. Eine Erweiterung des Modells um entsprechende, auch nichtlineare, Eigenschaften ist jedoch über eine Störgrößenschnittstelle (Abschnitt 6.5.1) am mechanischen Teilsystem grundsätzlich möglich.

8.5.2 Dynamische Relativnachgiebigkeit der Zerspanstelle

Über die erwähnte Störgrößenschnittstelle (Abschnitt 6.5.1) können äußere Störkräfte in das mechatronische System eingeleitet und die Systemantwort ausgegeben werden. Dadurch kann das mechatronische Maschinenmodell z. B. auch mit dynamischen Zerspankraftmodellen gekoppelt und zur Simulation von Zerspanprozessen verwendet werden (ZÄH & OERTLI 2004D). Hierzu werden spezifische Zerspankraftmodelle benötigt (z. B. ZÄH 1995), die allerdings nicht in den Betrachtungsrahmen der vorliegenden Arbeit einbezogen wurden.

Für eine allgemeine (nicht prozessspezifische) Beurteilung der Eigenschaften einer Werkzeugmaschine in Bezug auf Zerspankräfte wird üblicherweise das Übertragungsverhalten an der Zerspanstelle betrachtet. Dieses wurde für die untersuchte Maschine unter Berücksichtigung der Relativverhältnisse zwischen Werkzeug und Werkstück gemäß Abschnitt 6.7 berechnet. Bild 72 zeigt den simulierten Relativnachgiebigkeitsfrequenzgang des Tool Center Points bei aktiver Regelung.

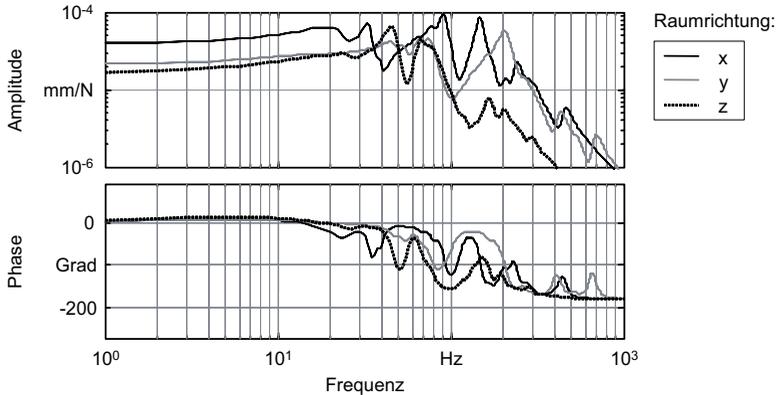


Bild 72: Relativnachgiebigkeitsfrequenzgänge am Tool Center Point

Anhand solcher Übertragungsfrequenzgänge lassen sich Frequenzen, welche die Stabilität von Zerspanprozessen kritisch beeinflussen können, identifizieren. Dies sind potentiell jene Frequenzen mit hoher Relativnachgiebigkeit (Amplitude) zwischen Werkzeug und Werkstück.

Für prozessspezifische Stabilitätsaussagen in Bezug auf regeneratives Ratterverhalten wären die Relativnachgiebigkeitsfrequenzgänge im Schneidenkoordinatensystem zu betrachten, wobei der Übergang vom Maschinenkoordinatensystem unter Berücksichtigung der jeweiligen Werkzeug- und Eingriffsparameter zu erfolgen hat. Die Stabilitätsgrenze wird dann durch die Frequenzen definiert, bei welchen die Realteilfunktion der dynamischen Relativnachgiebigkeit negativ ist und ein Minimum aufweist (TLUSTY & POLACEK 1963).

Verursacht werden die Nachgiebigkeitsspitzen durch mechanische Eigenfrequenzen. Für eine allgemeine Verbesserung des Maschinenverhaltens in Bezug auf den Zerspanprozess kann die Untersuchung der zu diesen Frequenzen gehörenden Eigenformen Hinweise auf konstruktive Schwachstellen liefern. Eine einzelne oder wenige sehr ausgeprägte Nachgiebigkeitsamplituden weisen dabei im Allgemeinen auf vorhandenes Verbesserungspotential hin. Vermeidbar sind Resonanzfrequenzen allerdings auf Grund der Physik strukturelastischer Systeme nicht. Für eine aus maschinendynamischer Sicht gute und ausgewogene Auslegung der Maschinenkonstruktion spricht jedoch, wenn im Relativnachgiebigkeitsfrequenzgang, wie im betrachteten Fall (Bild 72), mehrere Eigenfrequenzen ohne erhebliche Überhöhung einer einzelnen Frequenz hervortreten.

8.5.3 Arbeitsraumstudie

In Abschnitt 5.3 wurde ein Datenmodell zur parametrischen Variation des Betriebspunktes im Arbeitsraum entwickelt. Dies ermöglicht systematische Studien des Maschinenverhaltens in Abhängigkeit vom Betriebspunkt. Wegen der Vielfalt möglicher Simulationen, die für beliebige Achspositionen im Zeit- oder Frequenzbereich durchgeführt werden können, kann die Anwendung des parametrischen Datenmodells für Arbeitsraumstudien hier nur exemplarisch vorgestellt werden. Die nachfolgenden Simulationsbeispiele (Bild 73 und Bild 74) zeigen, wie eine Positionsveränderung der Z-Achse das Maschinenverhalten beeinflusst. Die Simulationsrechnungen wurden dabei jeweils für fünf äquidistante Positionen der Z-Achse zwischen den beiden Extremlagen (dimensionslose Positionsangaben zwischen 0,00 und 1,00) durchgeführt.

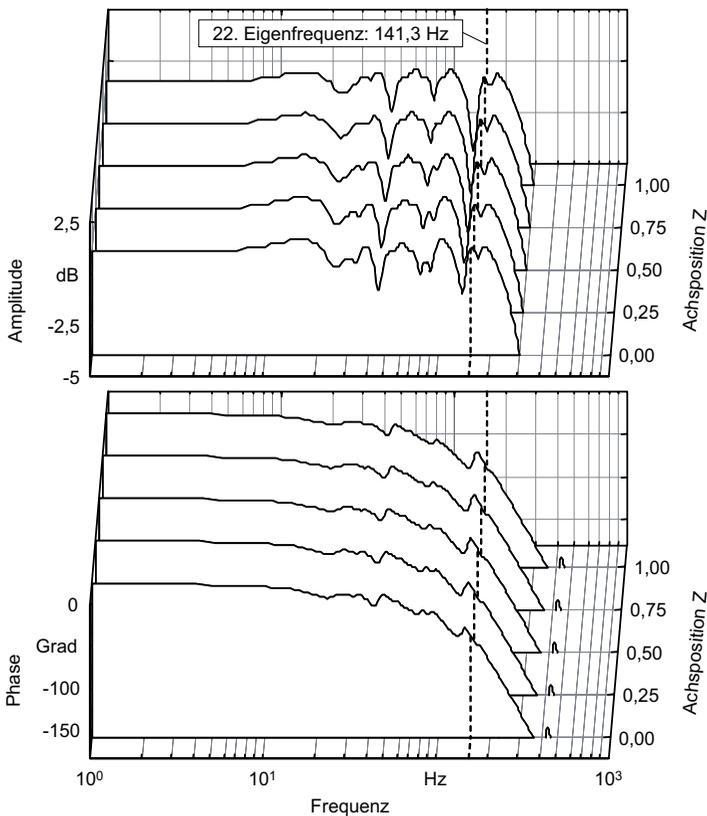


Bild 73: Führungsfrequenzgang des Drehzahlreglers der X-Achse für verschiedene Positionen der Z-Achse am untersuchten Bearbeitungszentrum

Bild 73 zeigt z. B. das Führungsverhalten des Drehzahlreglers in der X-Achse für die fünf verschiedenen Positionen der Z-Achse. Die Veränderungen der Eigenfrequenzen, Amplitudenverhältnisse und Phasenlagen erweisen sich dabei in Bezug auf die Drehzahlregelung der X-Achse als überwiegend marginal. Allerdings nimmt die Regelkreisverstärkung bei der durch die 22. Mode (141,3 Hz, siehe Abschnitt 8.3) verursachten Tilgerfrequenz deutlich mit der Positionierung der Z-Achse in höhere Lagen ab und erreicht für die oberste Position (1,00) ein Amplitudenverhältnis von -3 dB. Üblicherweise wird die Frequenz, bei welcher der Amplitudengang unter diesen Wert sinkt, als Eckfrequenz des Regelkreises definiert. Das bedeutet, dass ein weiteres Nachlassen des Amplitudenverhältnisses bei dieser Frequenz die Reglerbandbreite begrenzen und damit zu einem merklichen Dynamikverlust führen würde.

Erheblich einflussreicher ist die Position der Z-Achse in Bezug auf die dynamische Relativnachgiebigkeit der Zerspanstelle. Bild 74 zeigt den Relativnachgiebigkeitsfrequenzgang in x-Richtung. Da der TCP bei Verstellung der Z-Achse mitgeführt wird, ändern sich nicht nur die relativen Lagen der strukturelastischen Schlittenbaugruppen sondern auch der Vertikal-Abstand des TCP (Betriebspunkt) gegenüber dem Maschinentisch. Im Zusammenhang mit der offenen C-Struktur des Maschinengestells ist damit ein Hebeleffekt verbunden, der einen residualen Steifigkeitsverlust im gesamten Spektrum bewirkt, je höher die Z-Achse positioniert wird. Dies bedeutet zugleich, dass die globale Stabilitätsgrenze eines Zerspanprozesses mit der Positionierung der Z-Achse in höhere Lagen sinkt.

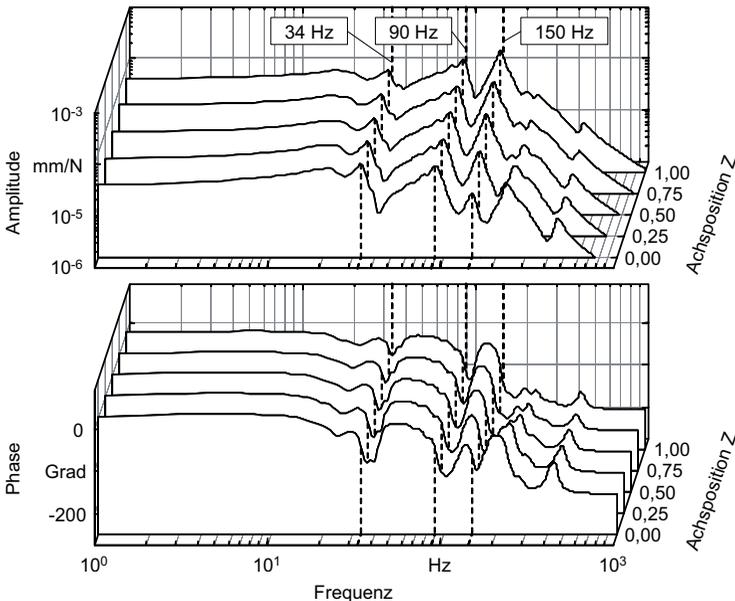


Bild 74: Relativnachgiebigkeitsfrequenzgang des TCP in x-Richtung für verschiedene Positionen der Z-Achse am untersuchten Bearbeitungszentrum

Zugleich zeigt der abgebildete Frequenzgang aber, dass bei bestimmten Eigenfrequenzen der residuale Effekt verstärkt ist, während bei anderen diesem entgegengewirkt wird. In dem hier betrachteten Fall führt dies dazu, dass die für die Stabilität des Zerspanprozesses kritischste Eigenfrequenz über dem Arbeitsraum der Z-Achse wechselt: In der untersten Position (0,00) befindet sich das globale Maximum der dynamischen Relativnachgiebigkeit bei 34 Hz, in der Mitte des Arbeitsraumes (Position 0,50) bei 90 Hz und in der oberen Lage (Position 1,00) bei 150 Hz. Solche qualitativen Veränderungen sind von entscheidender Bedeutung, wenn ein Nachgiebigkeitsfrequenzgang oder ein Simulationsmodell der Maschine als Eingabeparameter für eine Zerspanprozesssimulation verwendet wird (vgl. ZÄH & OERTLI 2004D). Mit parametrischen FEM-Modellen, die nach der in Kapitel 5 entwickelten Methode erzeugt werden, können die betriebspunktabhängigen Eigenschaften von Werkzeugmaschinen jedoch, wie hier gezeigt, in vollem Umfang berücksichtigt werden.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurde ein Verfahren zur Berechnung und Simulation des Strukturverhaltens und der Antriebsregelung von Werkzeugmaschinen auf Basis eines integrierten FEM-Modells der Gestell- und Antriebsstrukturen entwickelt. Die Simulation der Regelung in Verbindung mit der elastischen Maschinenstruktur ermöglicht die Vorherbestimmung der Reglerbeiwerte und der damit erreichbaren Eckfrequenzen. Dadurch werden die Eigenfrequenzen der mechanischen Konstruktion, welche die Reglerbandbreiten begrenzen, frühzeitig erkannt. Maschinenentwürfe können somit bereits vor dem Bau von Prototypen nach strukturmechanischen und regelungstechnischen Kriterien ausgelegt und optimiert werden. Die Entwicklungsprozesse für neue Werkzeugmaschinen werden dadurch effektiv beschleunigt und die Entwicklungskosten reduziert.

Ein wesentlicher Neuheitsaspekt des entwickelten Verfahrens ist die detaillierte Darstellung der Antriebsstrangstrukturen von elektromechanischen Vorschubantrieben in konventionellen FEM-Programmsystemen. Während räumliche Kontinua mit den heute verfügbaren Präprozessortechnologien CAD-gestützt modelliert und weitgehend automatisch vernetzt werden können, sind zur Erzeugung der Wellenstrukturen und der zahlreichen Verbindungselemente in den Antriebssträngen umfangreiche explizite Eingaben erforderlich. Da dies einen erheblichen Modellierungsaufwand darstellt, wurden Modellbausteine entwickelt, mit deren Hilfe die FE-Strukturen der einzelnen Bauteile automatisiert erzeugt und anschließend parametrisch modifiziert werden können. Die parametrische Modifizierbarkeit der FEM-Strukturen von Bauteilen und Baugruppen wurde durch einen netzunabhängigen Kopplungsautomatismus realisiert, der die Fügeflächen an den Bauteilnetzen nicht direkt auf Knotenebene, sondern indirekt (assoziativ) über geometrische Flächenelemente referenziert. Dadurch können die Koppelbedingungen nach Veränderungen am FE-Netz automatisiert regeneriert werden. Für eine softwareunabhängige Beschreibung der Modellbausteine wurden Datenmodelle entwickelt, die sich auf beliebige FEM-Programmsysteme übertragen lassen.

Ein Defizit konventioneller FEM-Programmsysteme bestand bislang im Fehlen einer geeigneten Elementbeschreibung für Kugelgewindetriebe. Für dieses Maschinenelement wurde eine spezielle FEM-Formulierung entwickelt. Das Modell des Kugelgewindetriebes basiert auf einer detaillierten Betrachtung der elastischen und kinematischen Verhältnisse an den Wälzkontakten der Umlaufkugeln und bildet unter Berücksichtigung der Schraubkinematik die elastischen Bindungseigenschaften zwischen der Gewindespindel und der Mutter in allen sechs Raumberechtigungen ab. Dieser Modellbaustein ist Voraussetzung für das gesamte Modellierungskonzept, da das Übertragungssystem in der Simulation erst durch die korrekte Abbildung der Kraft-Momenten-Umsetzung zwischen Mutter und Gewindespindel realitätsgetreu belastet wird und ein entsprechendes Antwortverhalten liefern kann.

Eine weitere Einschränkung der Finite-Elemente-Methode ist die Betriebspunktabhängigkeit des Modells. Um systematische Untersuchungen des Maschinenverhaltens für

verschiedene Punkte im Arbeitsraum zu ermöglichen, wurde ein parametrisches Datenmodell für Achsbaugruppen entwickelt. Damit können die Achspositionen über je einen Parameterwert eingestellt werden. Die Transformation der Achsbaugruppen im FEM-Modell und die Wiederherstellung der entlang der Führungsbahnen oder Kugelgewindespindeln verschobenen Koppelbedingungen erfolgt in diesem Modell automatisiert.

Zur Modellierung des mechatronischen Gesamtsystems wurde die für regelungstechnische Systeme gebräuchliche blockorientierte Darstellungsform verwendet. Dabei wird die Wirkstruktur der Antriebsregelkreise durch Blockschaltbilder beschrieben. Das regelungstechnische Gesamtmodell beinhaltet im Wesentlichen die zur Antriebsregelung von Werkzeugmaschinen üblicherweise verwendete P- und PI-Reglerkaskade und berücksichtigt neben dem durch PT1-Verhalten dargestellten Servomotor auch die Rechen- und Schaltzeiten des Transistorstellers. Zur Beschreibung der mechanischen Übertragungsstrecken wird das integrierte FEM-Modell der Gestell- und Antriebsstrukturen verwendet. Um dieses in der Ordnung zu reduzieren, wurde eine an das Verfahren von Litz angelehnte Vorgehensweise entwickelt. Hierbei werden die mit der FEM aufgestellten Bewegungsgleichungen durch eine Modaltransformation entkoppelt und mittels einer Dominanzanalyse nach dominanten und nicht-dominanten Eigenwerten separiert. Das auf die dominanten Eigenwerte reduzierte Gleichungssystem wird anschließend in die Zustandsraumdarstellung transformiert und in dieser Form mit dem Gleichungssystem der Regelung und der elektrischen Antriebe gekoppelt. Das resultierende Gleichungssystem beschreibt das Verhalten der Regelung unter Berücksichtigung der strukturdynamischen Eigenschaften sowohl der Antriebsstränge als auch des Maschinengestells und kann zur Analyse realisierbarer Reglerbandbreiten verwendet werden. Dabei liegt der vornehmliche Zweck der Simulation in der Lokalisierung der bandbreitenbegrenzenden Ursachen und der Überprüfung konstruktiver und regelungstechnischer Maßnahmen zur Erweiterung der Reglerbandbreiten.

Die experimentelle Verifikation der entwickelten Modelle und des Simulationsverfahrens erfolgte durch Untersuchungen an einem Antriebsversuchsstand und an einem handelsüblichen Bearbeitungszentrum. An der Versuchseinheit, bei der die Gestellkörper auf Grund der massiven Bauweise als starr betrachtet werden konnten, wurde zunächst ein isoliertes Antriebsstrangmodell mit Kugelgewindetrieb untersucht. Anhand von Übertragungsfrequenzgängen und Sprungantworten konnte eine sehr gute Übereinstimmung des simulierten und gemessenen Verhaltens sowohl im Frequenz- als auch im Zeitbereich nachgewiesen werden. Durch weitere Untersuchungen an dem Bearbeitungszentrum konnte auch der Einfluss eines elastisch modellierten Maschinengestells auf das Übertragungsverhalten der Antriebssysteme gezeigt werden. Die Ergebnisse bestätigten sowohl die Richtigkeit der Modellbildung als auch die Erfordernis, das Verhalten der Gestell- und Antriebsstrukturen sowohl bei strukturmechanischen Berechnungen als auch im Rahmen einer Regelungssimulation durch integrierte strukturelastische Modelle darzustellen.

Die vorliegende Arbeit leistet somit einen Beitrag zur Simulation und Optimierung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen im Rahmen der Produktentwicklung. Es wurden Fortschritte im Bezug auf die strukturmechanische Berechnung von Maschinengestellen und Antriebsstrukturen sowie auf die Simulation der Antriebsregelungen unter Berücksichtigung des Strukturverhaltens erzielt. Damit erschließt sich

Herstellern von Werkzeugmaschinen neues Potential zur Entwicklung noch leistungsfähigerer Produktionssysteme, zur Verkürzung ihrer Innovationszyklen und damit zur Verbesserung ihrer Wettbewerbsfähigkeit.

Ferner ist die Entwicklung des Simulationsverfahrens mit dem erreichten Stand jedoch keineswegs als abgeschlossen zu betrachten, sondern bietet über die diskutierte Modellbildung und die betrachteten Anwendungsfälle hinaus Perspektiven für noch weiterführende Anwendungen. Beispielsweise kann bei Simulationen im Zeitbereich neben den in der Arbeit verwendeten linearen Formulierungen auch nichtlineares Verhalten berücksichtigt werden. Dies betrifft einerseits Modelle für Regelungen und Stellglieder, falls deren Sättigungs- oder Totzeitverhalten simuliert werden soll. Des Weiteren können durch den Betrieb einer Maschine z. B. durch Reibung oder durch den Zerspanprozess verursachte Prozesskräfte berücksichtigt werden. In dieser Arbeit wurde zur Bestimmung der dynamischen Relativnachgiebigkeit zwischen Werkzeug und Werkstück eine Störgrößenschnittstelle am mechanischen System eingeführt. Diese Schnittstelle kann dazu verwendet werden, um dynamische Reib- oder Zerspankraftmodelle mit dem Maschinenmodell zu koppeln. Damit können auch die für Zerspanprozesse typischen Krafrückkopplungen erzeugt und dadurch bedingte Regenerativeffekte bzw. regeneratives Rattern simuliert werden. Solche Simulationen können dann beispielsweise auch dazu genutzt werden, um Zerspanprozesse zu optimieren oder um erweiterte Regelungsalgorithmen, wie z. B. aktive Dämpfung, oder adaptive Prozessregelungen zu entwickeln. Das Modell des mechatronischen Systems wurde in dieser Arbeit zur Berechnung von Frequenzgängen und von Zeitverläufen bestimmter Zustandsgrößen verwendet. Zur Identifikation von konstruktiven Schwachstellen wird dabei auf die reellen Eigenfrequenzen und Eigenformen des mechanischen Systems verwiesen. An dieser Stelle würde die Auswertung der komplexen Eigenformen für das geregelte System eine konsequente Erweiterung des Simulationsverfahrens darstellen und wäre für genauere Analysen des Strukturverhaltens bei geschlossenen Regelkreisen zweckmäßig. Zudem sind die aktuellen Entwicklungen zur Simulation elastischer Mehrkörpersysteme genau zu beobachten, da diese die Möglichkeit zur Simulation geometrisch nichtlinearer Bewegungen einschließen. Somit bleibt das dynamische Verhalten von Werkzeugmaschinen weiterhin ein intensiv zu erforschendes Anwendungsgebiet der Simulationstechnik und bietet großes Entwicklungspotential sowohl für die Maschinen als auch für neue Simulationsverfahren.

Literaturverzeichnis

ABELE U. A. 2006

Abele, E.; Dervisopoulos, M.; Munirathnam, M.: *Profil eines jungen und dynamischen Marktes – Indien im Fokus der Werkzeugmaschine*. ZWF 101 (2006) 11, S. 638-642.

ALBERTZ 1995

Albertz, F.: *Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen-Gestellstrukturen*. Berlin: Springer 1995. (iwb Forschungsberichte 93)

ALTINTAS 2000

Altintas, Y.: *Manufacturing Automation – Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*. Cambridge University Press 2000.

ALTINTAS & BUDAK 1995

Altintas, Y.; Budak, E.: *Analytical Prediction of Stability Lobes in Machining*. Annals of the CIRP Vol. 44/1/1995, S. 357-362.

ALTINTAS & WECK 2004

Altintas, Y.; Weck, M.: *Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding*. Annals of the CIRP Vol. 53/2/2004, S. 1-24.

ANTOULAS U. A. 2001

Antoulas, A. C.; Sorensen, D. C.; Gugercin, S.: *A Survey of Model Reduction Methods for Large-Scale Systems*. Contemporary Mathematics 280 (2001), S. 193-219.

ARNDT 2001

Arndt, H.: *Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen*. Düsseldorf: VDI Verlag 2001. (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 345)

AWK 2002

Brecher, C.; Denkena, B.; Giesler, M.; Gölzer, P.; Hamann, J.; Kelichhaus, T.; Prier, M.; Prust, D.; Reinhart, G.; Queins, M.; Weck, M.: *Effiziente Entwicklung von Werkzeugmaschinen – Mit virtuellen Prototypen direkt zum marktfähigen Produkt*. In: AWK Aachener Werkzeugmaschinen-Kolloquium (Hrsg.): Wettbewerbsfaktor Produktionstechnik – Aachener Perspektiven. Aachen: Shaker 2002.

BATHE 1990

Bathe, K.-J.: *Finite-Elemente-Methoden*. Berlin: Springer 1990.

BAUDISCH 2003

Baudisch, T.: *Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine*. München: Herbert Utz 2003. (iwb Forschungsberichte 179)

BAUER 1991

Bauer, C.-U.: *Optimierung der Konstruktion von Werkzeugmaschinenstellen mit Hilfe von Finite-Element-Berechnungen*. Dissertation, TU Hamburg-Harburg 1991.

BERKEMER 2003

Berkemer, J.: *Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite Elemente Modelle*. Dissertation, Universität Stuttgart 2003.

BIANCHI U. A. 1996

Bianchi, G.; Paolucci, F.; Van den Braembussche, P.; Van Brussel, H.: *Towards Virtual Engineering in Machine Tool Design*. Annals of the CIRP Vol. 45/1/1996, S. 381-384.

BORK & GAO 1998

Bork, B.; Gao, H.: *Linear-Direktantriebe in Werkzeugmaschinen*. Werkstatt und Betrieb 131 (1998) 7-8, S. 654-663.

BRANDENBURG 2000

Brandenburg, G.: *Trends in der elektrischen Antriebstechnik*. A&D Kompendium 2000, S. 36-37.

BRECHER 2002

Brecher, C.: *Vergleichende Analyse von Vorschubantrieben für Werkzeugmaschinen*. Aachen: Shaker 2002. (Berichte aus der Produktionstechnik 17/2002)

BREMER & PFEIFFER 1992

Bremer, H.; Pfeiffer, F.: *Elastische Mehrkörpersysteme*. Stuttgart: Teubner 1992.

BRÜCKL 1999

Brückl, S.: *Hochgenaue Regelung von Linearmotoren durch optimierte Strommessung*. antriebs-technik 38 (1999) 9, S. 90-93.

BÜRGEL 2001

Bürgel, R.: *Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben*. München: Herbert Utz 2001. (iwv Forschungsberichte 151)

CAUGHEY 1960

Caughey, T. K.: *Classical Normal Modes in Damped Linear Dynamic Systems*. Journal of Applied Mechanics, June (1960), S. 269-271.

CHIDAMBARA 1969

Chidambara, M. R.: *Two Simple Techniques for the Simplification of Large Dynamic Systems*. Preprints Joint Automatic Control Conference 1969, S. 669-674.

COWLEY 1972

Cowley, A.: *Co-Operative Work on Computer-Aided Design in the CIRP*. Annals of the CIRP Vol. 21/2/1972, S. 257-266.

CRAIG & BAMPTON 1968

Craig, R. R.; Bampton, M. C. C.: *Coupling of Substructures for Dynamic Analysis*. AIAA Journal 6 (1968) 7, S. 1313-1319.

CRAIG & NI 1989

Craig, R. R.; Ni, Z.: *Component Mode Synthesis for Modal Order Reduction of Nonclassically Damped Systems*. AIAA Journal of Guidance, Control and Dynamics 12 (1989) 4, S. 577-584.

DAVISON 1966

Davison, E. J.: *A Method for Simplifying Linear Dynamic Systems*. IEEE Transactions on Automatic Control 11 (1966) 1, S. 93-101.

EIBELSHÄUSER 1990

Eibelschäuser, P.: *Rechnergestützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung*. Berlin: Springer 1990. (iwv Forschungsberichte 26)

ERNST 2002

Ernst, A.: *Digital Linear and Angular Metrology - Position Feedback for Machine Manufacture and the Electronics Industry*, 4th ed. Landsberg/Lech: Verlag moderne industrie 2002.

EUBERT 1988

Eubert, P.: *Starke Konzeptionsphase: Optimierung elektrischer Vorschubantriebe für NC-Systeme*. München: Moderne Industrie, Sonderpublikation März 1988.

EUBERT 1992

Eubert, P.: *Digitale Zustandsregelung elektrischer Vorschubantriebe*. Berlin: Springer 1992. (*iwb* Forschungsberichte 51)

EUN 1999

Eun, I.-U.: *Optimierung des thermischen Verhaltens von elektrischen Linearmotoren für den Einsatz in Werkzeugmaschinen*. Aachen: Shaker 1999. (Berichte aus der Produktionstechnik 29/99)

FAHRBACH 1999

Fahrbach, C.: *Regelung hochdynamischer elektrischer Servo-Direktantriebe in Fertigungseinrichtungen*. Berlin: Springer 1999. (ISW Forschung und Praxis 127)

FELTEN 1974

Felten, K.: *Anwendung der Finit-Element-Methode für Berechnungen im Drehmaschinenbau*. Konstruktion 26 (1974) 1, S. 8-14.

FEINAUER 1998

Feinauer, A.: *Dynamische Maschineneinflüsse auf die Werkstückqualität beim Hochgeschwindigkeitsfräsen*. Tübingen: MVK Medien Verlag Köhler 1998. (Berichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen, Konstruktion und Fertigung 15)

FINKE 1977

Finke, R.: *Berechnung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen*. Dissertation, RWTH Aachen 1977.

FÖLLINGER 1994

Föllinger, O.: *Regelungstechnik - Einführung in die Methoden und ihre Anwendung*, 8. Aufl. Heidelberg: Hüthig 1994.

FRANK & LUNZ 1998

Frank, T.; Lunz, E.: *Kugelgewindetriebe im Vergleich – Hochdynamische Vorschubachsen für Werkzeugmaschinen*. antriebstechnik 37 (1998) 1, S. 33-38.

FREUDENBERG & MAIBER 2000

Freudenberg, H.; Maißer, P.: *Analyse und Optimierung mechatronischer Systeme mit alaska*. In: Großmann, K.; Wiemer, H. (Hrsg.): Tagungsband zur Dresdner Tagung Simulation im Maschinenbau (SIM 2000), 24.-25.2.2000, Dresden, S. 101-114.

FREUND 2003

Freund, R. W.: *Model reduction methods based on Krylov subspaces*. Acta Numerica 12 (2003), S. 267-319.

GARDNER 2007

Jablonowski, J. (Hrsg.): *The 2007 World Machine-Tool Output & Consumption Survey*. Metalworking Insiders' Report (2007) January 31. Cincinnati: Gardner Publications, Inc. 2007.

GOLUB & VAN LOAN 1996

Golub, G.; Van Loan, C.: *Matrix Computations*, 3rd Edition. Johns Hopkins University Press 1996.

GOLZ 1990

Golz, H. U.: *Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH) 1990. (Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe 31)

GRONBACH 2002

Gronbach, H.: *Werkzeugmaschinenentwicklung benötigt Simulation – Auf dem Weg zur virtuellen Maschine*. In: Reinhard, G.: *Mechatronische Produktionssysteme – Genauigkeit gezielt entwickeln*. München: Herbert Utz 2002, S. 2-0 – 2-21. (*iwb* Seminarberichte 60)

Literaturverzeichnis

GROB U. A. 1981

Groß, H.; Stute, G.; Böbel, K.-H.; Hesselbach, J.; Hodel, U.; Stof, P.: *Elektrische Vorschubantriebe für Werkzeugmaschinen*. Berlin: Siemens AG 1981.

GROB U. A. 2000

Groß, H.; Hamann, J.; Wiegärtner, G.: *Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik*. Erlangen: Publicis MCD 2000.

GROBMANN 1991

Großmann, K.: *Dynamische Verhaltensanalyse an spannenden Werkzeugmaschinen*. Dissertation, TU Dresden 1991.

GROBMANN & ARNDT 2000

Großmann, K.; Arndt, H.: *Simulation lage geregelter Vorschubachsen*. In: Großmann, K.; Wiemer, H. (Hrsg.): Tagungsband zur Dresdner Tagung Simulation im Maschinenbau (SIM 2000), 24.-25.2.2000, Dresden, S. 461-476.

GUYAN 1965

Guyan, R. J.: *Reduction of Stiffness and Mass Matrices*. AIAA Journal 3 (1965) 2, S. 380.

HABERKERN 1998

Haber Kern, A.: *Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung*. Dissertation, TU Karlsruhe 1998.

HAHN & KOCH 2000

Hahn, M.; Koch, T.: *CAMeL-View: Ein Werkzeug zum integrierten CAD-gestützten Entwurf mechatronischer Systeme*. In: Großmann, K.; Wiemer, H. (Hrsg.): Tagungsband zur Dresdner Tagung Simulation im Maschinenbau (SIM 2000), 24.-25.2.2000, Dresden, S. 237-255.

HAMANN U. A. 1993

Hamann, J.; Wiegärtner, G.; Tenfelde, B.: *Reduzierung der Torsionsschwingungen an Werkzeugmaschinen durch geeignete Wahl der mechanischen Übertragungselemente*. antriebstechnik 32 (1993) 4, S. 75-85.

HAMANN U. A. 2003

Hamann, J.; Schäfers, E.; Tröndle, H. P.: *Mechatronic Support - Virtual Machine*. In: Verein der Freunde des Instituts für Produktionsmanagement, Technologie und Werkzeugmaschinen e. V. (Hrsg.): Vortragsunterlagen zur 4th Int. Conf. on Metal Cutting and High Speed Machining, 19.-21.3.2003, Darmstadt (Tagungsband hat keine Seitennummerierung).

HAMANN & TRÖNDLE 1997

Hamann, J.; Tröndle, H. P.: *Die Schallgrenze bei der Regelung elastomechanischer Systeme*. In: Kasper, R. u. a. (Hrsg.): Entwicklungsmethoden und Entwicklungsprozesse im Maschinenbau, Tagungsband der 3. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 11.-13. September 1997, Band 2, S. 193-203.

HEIMANN 1977

Heimann, A.: *Anwendung der Methode finiter Elemente bei Berechnung und Auslegung von Gestellbauteilen*. Dissertation, RWTH Aachen 1977.

HEIMANN U. A. 2001

Heimann, B.; Gerth, W.; Popp, K.: *Mechatronik. Komponenten, Methoden, Beispiele*, 2. Aufl. München: Hanser (Fachbuchverlag Leipzig) 2001.

HEINEMANN & PAPIERNIK 1998

Heinemann, G.; Papiernik, W.: *Hochdynamische Vorschubantriebe mit Linearmotoren*. VDI-Z Special Antriebstechnik (1998) April, S. 26-32.

HEINRICHS 1981

Heinrichs, H.: *Graphische Datenverarbeitung bei FEM-Berechnungen von Maschinen*. Dissertation, RWTH Aachen 1981.

HELLENSTEIN 1983

Helpenstein, H.: *Wege zur rationellen Berechnung des dynamischen Verhaltens von mechanischen Strukturen*. Dissertation, RWTH Aachen 1983.

HEYLEN U. A. 1999

Heylen, W.; Lammens, S.; Sas, P.: *Modal Analysis Theory and Testing*. Leuven: Katholieke Universiteit Leuven, Department Werktuigkunde 1999.

HILMER 1978

Hilmer, H.: *Rechnergestützte Auslegung und Berechnung von Kugelgewindespindeln*. München: Technischer Verlag Resch 1978. (Fertigungstechnische Berichte 11)

HOFFMANN & BRECHER 2006

Hoffmann, F.; Brecher, C.: *Simulation dynamischer Bahnabweichungen von Werkzeugmaschinen*. In: Tagungsband zur VDI/VDE-Tagung "Elektrisch-mechanische Antriebssysteme", Böblingen, 27.-28.09.2006. Düsseldorf: VDI-Verlag 2006, S. 301-314. (VDI-Berichte 1963)

HUANG & RAVANI 1995

Huang, H.-T. T.; Ravani, B.: *Contact Stress Analysis in Ball Screw Mechanism Using the Tubular Medial Axis Representation of Contacting Surfaces*. In: Azarm, S. u. a. (Hrsg.): *Advances in Design Automation*, Vol. 1, Proceedings of the 1995 ASME Design Engineering Technical Conference, S. 749-756.

HURTY 1965

Hurty, W. C.: *Dynamic Analysis of Structural Systems Using Component Modes*. AIAA Journal 3 (1965) 4, S. 678-685.

ISERMANN 1987

Isermann, R.: *Digitale Regelsysteme, Band II*, 2. Aufl. Berlin: Springer 1987.

ISERMANN 1988

Isermann, R.: *Digitale Regelsysteme, Band I*, 2. Aufl. Berlin: Springer 1988.

ISPAYLAR 1997

Ispaylar, M. H.: *Betriebseigenschaften von Profilschienen-Wälzführungen*. Dissertation, RWTH Aachen 1997.

KEHL 2004

Kehl, G.: *Simulation von Strukturmechanik und Regelungstechnik an Werkzeugmaschinen – Begrenzungen der Dynamik*. In: Zäh, M. F.; Reinhart, G.: *Mechatronik – Strukturdynamik von Werkzeugmaschinen*. München: Herbert Utz 2004. S. 6-1 – 6-16. (iwb Seminarberichte 70)

KIEF 2001

Kief, H. B.: *NC/CNC Handbuch 2001/02*. München: Hanser 2001.

KIENZLE & VICTOR 1952

Kienzle, O.; Victor, H.: *Die Bestimmung von Kräften und Leistungen an spanenden Werkzeugen und Werkzeugmaschinen*. VDI-Z 94 (1952) 11-12, S. 155-171.

KIRCHKNOPF 1989

Kirchknopf, P.: *Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen*. Berlin: Springer 1989. (iwb Forschungsberichte 20)

KLOCKE U. A. 2002

Klocke, F.; Messner, G.; Hoppe, S.; Raedt, H.-W.; Schmitz, R.: *FEM Simulation of Metal Forming and Cutting Operations*. In: Proceedings of the 7th ICTP, Advanced Technology of Plasticity 2002, 28.-31.10.2002, Yokohama, Japan, S. 901-906.

KOCH & AUGUSTYNOWICZ 1987

Koch, J.; Augustynowicz, J.: *Anwendung der Finite Elemente-Methode und der Balkenmethode*. tz für Metallbearbeitung 81 (1987) 11, S. 49-52.

KOSIEDOWSKI 2001

Kosiedowski, U.: *Adaptive Vorsteuerverfahren für elektromechanische Bewegungsachsen an Werkzeugmaschinen*. Heimsheim: Jost-Jetter, 2001. (Dissertation, Uni Stuttgart 2000)

KOTINA 1994

Kotina, J.: *Optimierung von Kugelrollspindel-Vorschubantrieben*. Konstruktion 46 (1994), S. 46-50.

KÜÇÜKAY 1987

Küçükay, F.: *Dynamik der Zahnradgetriebe. Modelle, Verfahren, Verhalten*. Berlin: Springer 1987.

LAMMENS 1995

Lammens, S.: *Frequency Response Based Validation of Dynamic Structural Finite Element Models*. Dissertation, Katholieke Universiteit Leuven 1995.

LASCHET 1988

Laschet, A.: *Simulation von Antriebssystemen*. Berlin: Springer 1988.

LEONHARD 1996

Leonhard, W.: *Control of Electrical Drives*, 2. Aufl. Berlin: Springer 1996.

LIN U. A. 1994

Lin, M. C., Ravani, B., and Velinsky, S. A.: *Kinematics of the Ball Screw Mechanism*. Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME 116 (1994) September, S. 849-855.

LITZ 1979

Litz, L.: *Reduktion der Ordnung linearer Zustandsraummodelle mittels modaler Verfahren*. Dissertation, Universität Karlsruhe 1979.

MAULHARDT 1991

Maulhardt, U.: *Dynamisches Verhalten von Kreissägen*. Berlin: Springer 1991. (iwb Forschungsberichte 38)

MERCHANT 1945

Merchant, M. E.: *Mechanics of the Cutting Process*. Journal of Applied Physics 16 (1945), S. 318-324.

MILBERG 1971

Milberg, J.: *Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Stabilitätsgrenze bei der Drehbearbeitung*. Dissertation, TU Berlin 1971.

MILBERG U. A. 1994

Milberg, J.; Reinhart, G.; Zäh, M. F.: *Model-Aided Adaptive Control Constraint on Circular Sawing Machines*. In: Production Engineering, Vol. II/1 (1994). München: Carl Hanser 1994. (Annalen der Wissenschaftlichen Gesellschaft der Produktionstechnik e. V., WGP)

MSC 2003

MSC Software Corporation (Hrsg.): *MSC.Nastran 2004 Reference Manual*. Santa Ana: 2003.

MSC 2004

MSC.Software Corporation (Hrsg.): *MSC.Nastran Version 68 Basic Dynamic Analysis User's Guide*. Santa Ana: 2004.

MÜLLER 1980

Müller, R.-D.: *Statische und dynamische Analyse von Werkzeugmaschinenantrieben und Zahnradgetrieben*. Dissertation, TU München 1980.

NEBELING 1998

Nebeling, P. H.: *Abgleich der dynamischen Eigenschaften numerischer Modelle mit realen mechanischen Strukturen*. Dissertation, RWTH Aachen 1998.

NEUGEBAUER 2006

Neugebauer, R. (Hrsg.): *Parallelkinematische Maschinen - Entwurf, Konstruktion, Anwendung*. Berlin: Springer 2006.

NOPPEN 1973

Noppen, R.: *Berechnung der Elastizitätseigenschaften von Maschinenbauteilen nach der Methode finiter Elemente*. Dissertation, RWTH Aachen 1973.

OESTEREICH 2005

Oestereich, B.: *Analyse und Design mit UML 2: Objektorientierte Softwareentwicklung*, 7. Aufl. München: Oldenbourg 2005.

OPHEY 1986

Ophey, L.: *Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften vorgespannter Schrägkugellager*. Düsseldorf: VDI-Verlag 1986.

PALMER & OXLEY 1959

Palmer, W. B.; Oxley, P. L. B.: *Mechanics of Orthogonal Machining*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers 173 (1959), S. 623-654.

PAPIERNIK 1996

Papiernik, W.: *Struktur, Entwurf und Verhalten moderner CNC-Servoantriebe*. In: Schraft, R. D.; Brandenburg, G. (Hrsg.): SPS 96, IPC 96, Drives 96. Tagungsband zur 7. Int. Fachmesse und Kongress für Speicherprogrammierbare Steuerungen, Industrie-PCs und Elektrische Antriebstechnik, Sindelfingen, 26.-28.11.1996. Berlin: VDE-Verlag, 1996, S. 397-417.

PETUELLI 1983

Petueli, G.: *Theoretische und experimentelle Bestimmung der Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften normalbelasteter Fügstellen*. Dissertation, RWTH Aachen 1983.

PFEIFFER 1992

Pfeiffer, F.: *Einführung in die Dynamik*. Stuttgart: Teubner 1992.

PHILIPP 1991

Philipp, W.: *Linear-Direktantriebe hoher Genauigkeit und Dynamik*. Konstruktion 43 (1991), S. 425-429.

PHILIPP 1992

Philipp, W.: *Regelung mechanisch steifer Direktantriebe für Werkzeugmaschinen*. Berlin: Springer 1992. (ISW Forschung und Praxis 92)

PLOCK 1972

Plock, R.: *Untersuchung und Berechnung des elastostatischen Verhaltens von ebenen Mehrschraubenverbindungen*. Dissertation, RWTH Aachen 1972.

PRITSCHOW 1996

Pritschow, G.: *On the Influence of the Velocity Gain Factor on the Path Deviation*. Annals of the CIRP Vol. 45/1/1996, S. 367-371.

PRITSCHOW 1998

Pritschow, G.: *A Comparison of Linear and Conventional Electromechanical Drives*. Annals of the CIRP Vol. 47/2/1998, S. 541-548.

PRITSCHOW U. A. 1996

Pritschow, G.; Gronbach, H.; Hänle, U.: *Strukturnachgiebigkeiten beeinflussen die Bearbeitungsgenauigkeit – Modellierung und Simulation innovativer Werkzeugmaschinenkonzepte*. wt – Produktion und Management 86 (1996), S. 367-371.

PRITSCHOW U. A. 1999

Pritschow, G.; Schmid, J.; McCromac, S. E.: *Ein integriertes Simulationssystem für Werkzeugmaschinen und Roboter*. ZWF 94 (1999) 9, S. 546-549.

PRITSCHOW U. A. 2003A

Pritschow, G.; Berkemer, J.; Bürger, T.; Croon, N.; Korajda, B.; Röck, S.: *Die simulierte Werkzeugmaschine*. In: Gesellschaft für Fertigungstechnik Stuttgart (Hrsg.): FTK 2003 - Fertigungstechnisches Kolloquium, 13.-15.10.2003, Stuttgart, S. 219-245.

PRITSCHOW U. A. 2003B

Pritschow, G.; Lehner, W.-D.; Eppler, C.: *Dynamisches Verhalten von Kugelrollspindelantrieben*. wt Werkstattstechnik online 93 (2003) 7/8, S. 511-516.

PRITSCHOW & CROON 2002

Pritschow, G.; Croon, N.: *Simulation Environment for Machine Tools*. Production Engineering IX (2002) 2, S. 63-66.

PRITSCHOW & FAHRBACH 1995

Pritschow, G.; Fahrbach, Ch.: *Direktantriebe für Werkzeugmaschinen zur Hochgeschwindigkeitsbearbeitung*. wt – Produktion und Management 85 (1995), S. 162-166.

QUANG 1993

Quang, N. P.: *Praxis der feldorientierten Drehstromantriebsregelungen*. Ehningen bei Böblingen: expert 1993.

QUEINS 2005

Queins, M.: *Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen mit Hilfe flexibler Mehrkörpermodelle*. Aachen: Shaker 2005. (Berichte aus der Produktionstechnik 12/2005)

REINHART U. A. 2002

Reinhart, G.; Englberger, G.; Oertli, Th.: *Modellierung und Simulation eines hochdynamischen Achsverbundes an Werkzeugmaschinen*. In: Maisser, P.; Tenberge, P. (Hrsg.): Advanced Driving Systems / Innovative Antriebssysteme. Proceedings of the Int. Symposium on Mechatronics (ISOM 2002), 21.-22.3.2002, Chemnitz, S. 503-512.

RUDLOFF U. A. 1997

Rudloff, H.; Götz, F.; Siegler, R.; Gringel, M.; Knorr, M.: *Direktantriebe – Auslegung und Vergleich*. In: Gesellschaft für Fertigungstechnik (Hrsg.): Stuttgarter Impulse – Innovation durch Technik und Organisation / FTK'97 Fertigungstechnisches Kolloquium, 11.-12.11.1997, Stuttgart. Berlin: Springer 1997, S. 298-324.

SAUERER 1990

Sauerer, C.: *Beitrag für ein Zerspanprozessmodell Metallbandsägen*. Berlin: Springer 1990. (iwb Forschungsberichte 21)

SCHAIBLE 1976

Schaible, B.: *Ermittlung des statischen und dynamischen Verhaltens insbesondere der Dämpfung von verschraubten Fugenverbindungen für Werkzeugmaschinen*. Dissertation, TU München 1976.

SCHNEIDER 1991

Schneider, M.: *Statisches und dynamisches Verhalten beim Einsatz linearer Schienenführungen auf Wälzlagerbasis im Werkzeugmaschinenbau*. München: Hanser 1991.

SCHNEIDER 2000

Schneider, C.: *Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion*. München: Herbert Utz 2000. (*iwb* Forschungsberichte 144)

SCHÖNFELD 1998

Schönfeld, R.: *Bewegungssteuerungen – Digitale Signalverarbeitung, Drehmomentsteuerung, Bewegungsablaufsteuerung, Simulation*. Berlin: Springer 1998.

SCHRÖDER 1994

Schröder, D.: *Elektrische Antriebe 1 - Grundlagen*. Berlin: Springer 1994.

SCHRÖDER 1995

Schröder, D.: *Elektrische Antriebe 2 - Regelung von Antrieben*. Berlin: Springer, 1995.

SCHRÖDER 1997

Schröder, W.: *Feinpositionierung mit Kugelgewindetrieben*. Düsseldorf: VDI Verlag 1997. (Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 1, Nr. 277. Dissertation, ETH Zürich 1997)

SCHULZ U. A. 1999

Schulz, H.; Stanik, M.; Sahn, A.: *Unterschiede direkter und indirekter Messsysteme an Vorschubachsen von Werkzeugmaschinen*. Werkstattstechnik 89 (1999) 6, S. 315-318.

SCHWERTASSEK & WALLRAPP 1999

Schwertassek, R.; Wallrapp, O.: *Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme*. Braunschweig: Vieweg 1999.

SEEHUBER (1994)

Seehuber, M.: *Automatische Inbetriebnahme geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler*. Berlin: Springer 1994. (*iwb* Forschungsberichte 70)

SHABANA 1996

Shabana, A. A.: *An Absolute Nodal Coordinate Formulation for the Large Rotation and Large Deformation Analysis of Flexible Bodies*. Technical Review MBS96-1-UIC, Department of Mechanical Engineering, University of Illinois at Chicago, March 1996.

SIMON 1986

Simon, W.: *Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen*. Berlin: Springer 1986. (*iwb* Forschungsberichte 5)

SPATH U. A. 1995

Spath, D.; Rosum, J.; Haberkern, A.: *Kinematics, Frictional Characteristics and Wear Reduction by PVD Coating on Ball Screw Drives*. Annals of the CIRP Vol. 44/1/1995, S. 349-352.

SPIEB 1970

Spieß, D.: *Das Steifigkeits- und Reibungsverhalten unterschiedlich gestalteter Kugelschraubtriebe mit vorgespannten und nicht vorgespannten Mutternsystemen*. Dissertation, TU Berlin 1970.

STOIBER 1996

Stoiber, D.: *Linearmotoren auf dem Weg in die produktionstechnische Anwendung*. Werkstatt und Betrieb 129 (1996) 1-2, S. 41-44.

SUMMER 1986

Summer, H.: *Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen*. Berlin: Springer 1986. (*iwb* Forschungsberichte 4)

SWOBODA 1987

Swoboda, W.: *Digitale Lageregelung für Maschinen mit schwach gedämpften schwingungsfähigen Bewegungsachsen*. Berlin: Springer 1987. (ISW Forschung und Praxis 66)

TLUSTY & POLACEK 1963

Tlusty, J.; Polacek, M.: *The Stability of the Machine Tool Against Self-Excited Vibration in Machining*. In: Shaw, M. C. u. a. (Hrsg.): *International Research in Production Engineering, Proceedings of the ASME International Production Engineering Research Conference, Pittsburg, USA, S. 465-474*.

TOBIAS 1965

Tobias, S. A.: *Machine Tool Vibration*. London: Blackie & Sons 1965.

TRUCKS 1996

Trucks, V.: *Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen*. Berlin: Springer 1996. (iwb Forschungsberichte 96)

UMBACH 1961

Umbach, R.: *Ein Beitrag zu den Problemen der dynamischen Versteifung von Werkzeugmaschinen, insbesondere durch gedämpfte Hilfsmassensysteme*. Dissertation, RWTH Aachen 1961.

WARNECKE U. A. 1998

Warnecke, G.; Zitt, U.; Barth, C.; Oh, J.; Dollmeier, R.: *Modellbildung und Simulationsmethoden in der spanenden Fertigungstechnik*. In: Engeli, M.; Hrdliczka, V. (Hrsg.): *Simulationstechnik*. Tagungsband ASIM, 12. Symposium in Zürich, Sept., 1998, S. 123-134.

WAVRE U. A. 1998

Wavre, N.; Vaucher, J.-M.; Piaget, D.: *Linearmotoren und Drehmomentmotoren erhöhen Leistungsfähigkeit von Bearbeitungsmaschinen und Anlagen*. Maschinenmarkt 104 (1998) 27, S. 40-44.

WECK 1995

Weck, M.: *Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme, Band 3.2 – Automatisierung und Steuerungstechnik*. Düsseldorf: VDI-Verlag 1995.

WECK & BRECHER 2006A

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen 3 – Mechatronische Systeme, Vorschubantriebe, Prozessdiagnose*. Berlin: Springer 2006.

WECK & BRECHER 2006B

Weck, M.; Brecher, C.: *Werkzeugmaschinen 4 – Automatisierung von Maschinen und Anlagen*. Berlin: Springer 2006.

WECK U. A. 1999

Weck, M.; Krüger, P.; Brecher, C.: *Grenzen für die Reglereinstellung bei elektrischen Lineardirektantrieben*. Teil I: Prüfstandsbeschreibung und einleitende Betrachtungen. antriebstechnik 38 (1999) 2, S. 55-58.

WECK U. A. 2001

Weck, M.; Queins, M.; Brecher, Chr.: *Kopplung von Antriebs- und Strukturdynamiksimulation in Werkzeugmaschinen*. In: *Schwingungen in Antrieben 2001*, Würzburg. Düsseldorf: VDI Verlag 2001, S. 167-186. (VDI-Berichte 1630)

WECK & TEIPEL 1977

Weck, M.; Teipel, K.: *Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen*. Berlin: Springer 1977.

WEIKERT 2000

Weikert, S.: *Beitrag zur Analyse des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen*. Dissertation, ETH Zürich 2000.

WEIKERT & KNAPP 2000

Weikert, S.; Knapp, W.: *Anwendung integrierter Modelle zur Beurteilung von Maschinenkonfigurationen für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung*. In: Großmann, K.; Wiemer, H. (Hrsg.): Tagungsband zur Dresdner Tagung Simulation im Maschinenbau (SIM 2000), 24.-25.2.2000, Dresden, S. 763-774.

WEIßENBERGER 2001

Weißenberger, M.: *Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess*. Dissertation, Technische Universität München 2001.

WESTHOFF & BEHRENS 2000

Westhoff, B.; Behrens, A.: *Untersuchung des Spanbildungsprozesses und der Werkzeugbelastung mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode*. In: Konferenzband der 1. MSC.Technologie Konferenz. Bad Kissingen, 5.-6.6.2000.

WEULE & FRANK 1999

Weule, H.; Frank, T.: *Advantages and Characteristics of a Dynamic Feed Axis with Ball Screw Drive and Driven Nut*. Annals of the CIRP Vol. 48/1/1999, S. 303-306.

WICK 1982

Wick, A.: *Synchroner Drehstrom-Servoantrieb mit Transistor-Pulsumrichter*. Dissertation, Universität Erlangen-Nürnberg 1982.

WIEDEMANN 1993

Wiedemann, M.: *Simulation des Schwingungsverhaltens spanender Werkzeugmaschinen*. Berlin: Springer 1993. (iwb Forschungsberichte 64)

WITEK 1977

Witek, A.: *Anwendung der Methode starrer finiter Elemente zur Bestimmung der dynamischen Charakteristiken des Balkens der Fräsmaschine FWD-25U*. Maschinenbautechnik 26 (1977) 9, S. 410-412.

WITTENBURG 1977

Wittenburg, J.: *Dynamics of Systems of Rigid Bodies*. Stuttgart: Teubner 1977.

YOO U. A. 2006

Yoo, W.-S.; Park, S.-J.; Dmitrochenko, O. N.; Pogorelov, D. Y.: *Verification of Absolute Nodal Coordinate Formulation in Flexible Multibody Dynamics via Physical Experiments of Large Deformation Problems*. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics 1 (2006) 1, S. 81-93.

ZÄH 1994

Zäh, M. F.: *A New Instability Mechanism in Milling and Circular Sawing Operations and Simulation in the Time and Frequency Domain*. In: Sas, P.: Tools for Noise and Vibration Analysis, Volume III. Proceedings ISMA 19, Leuven. Leuven: Katholieke Universiteit 1994, S. 1091-1102.

ZÄH 1995

Zäh, M. F.: *Dynamisches Prozessmodell Kreissägen*. Berlin: Springer 1995. (iwb Forschungsberichte 79)

ZÄH 2003

Zäh, M. F.: *Megatrends in der Produktionstechnik – Herausforderungen für Gesellschaft, Wissenschaft und Ausbildung*. In: Zäh, M. F. u. a. (Hrsg.): Grenzen überwinden – Wachstum der neuen Art. Tagungsband zum Münchener Kolloquium, München, 27.-28.02.2003. München: Herbst Utz 2003, S. 267-297.

ZÄH & OERTLI 2004A

Zäh, M. F.; Oertli, Th.: *Finite Element Modelling of Ball Screw Feed Drive Systems*. Annals of the CIRP Vol. 53/1/2004, S. 289-293.

ZÄH & OERTLI 2004B

Zäh, M. F.; Oertli, Th.: *Finite Element Formulation of Pre-Stressed Ball Screw Drives*. In: Proceedings of the 7th Biennial ASME Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA 2004), July 19-22, 2004, Manchester, United Kingdom, Paper No. ESDA2004-58281.

ZÄH & OERTLI 2004C

Zäh, M. F.; Oertli, Th.: *FEM Analysis and Control System Simulation of Ball Screw Feed Drive Systems in Machine Tools*. In: Proceedings of the NAFEMS Seminar "Mechatronics in Structural Analysis", May 5-6, 2004, Wiesbaden, Germany, Paper No. 9.

ZÄH & OERTLI 2004D

Zäh, M. F.; Oertli, Th.: *FEM Simulation of Machine Tools in the Scope of Process Planning*. In: Teti, R. (Hrsg.): *Intelligent Computation in Manufacturing Engineering – 4*. Proceedings of the 7th CIRP International Seminar on Intelligent Computation in Manufacturing Engineering (CIRP ICME '04), 30 June – 2 July 2004, Sorrento, Italy, S. 179-184.

ZÄH & OERTLI 2005

Zäh, M. F.; Oertli, Th.: *Parametric Finite Element Modelling of Machine Tool Structures*. In: *Production Engineering – Research and Development* Vol. 12/1 (2005), S. 129-132.

ZÄH & SIEDL 2005

Zäh, M. F.; Siedl, D.: *Mehrkörpersimulation – Schlüsseltechnologie für große Verbahrbewegungen*. In: Großmann, K. (Hrsg.): *Neue Aspekte zur Stabilitätsanalyse der Zerspanung*. Tagungsband zum Dresdner Werkzeugmaschinen-Fachseminar, 8.-9.10.2005, Dresden.

ZELLER 1997

Zeller, W.: *Ganzheitliche Optimierung lage geregelter Vorschubantriebe*. VDI-Z Special Antriebstechnik (1997) April, S. 52-56.

ZELLER 2002

Zeller, W.: *Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen*. München: Herbet Utz 2002. (iwb Forschungsberichte 161)

ZIENKIEWICZ & TAYLOR 1994

Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L.: *The Finite Element Method. 4th Ed. Vol. 1: Basic Formulation and Linear Problems*. London: McGraw-Hill 1994.

ZIRN 1996

Zirn, O.: *Beitrag zum Entwurf von Vorschubantrieben für die Hochgeschwindigkeitsbearbeitung*. Dissertation, ETH Zürich 1996.

Anhang

Modellparameter des Bearbeitungszentrums (zu Kapitel 8)

Tabelle A1: Mechanische Parameter der Antriebsstränge

Parameter	Bezeichnung	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse	Einheit
Arbeitsraum	x_{max}	800	700	600	mm
Schlittenmasse	$m_{Schlitten}$	1.800	935	792	kg
Trägheitsmoment der Motorwelle	J_{Motor}	$1,94 \cdot 10^{-2}$	$1,94 \cdot 10^{-2}$	$1,94 \cdot 10^{-2}$	kg·m ²
Trägheitsmoment der Spindel	$J_{Spindel}$	$2,11 \cdot 10^{-3}$	$2,11 \cdot 10^{-3}$	$1,83 \cdot 10^{-3}$	kg·m ²
Torsionssteifigkeit der Kupplung	$c_{tor,Kupplung}$	$1,99 \cdot 10^4$	$1,99 \cdot 10^4$	$1,99 \cdot 10^4$	Nm/rad
Axialsteifigkeit des Spindellagers	$c_{ax,Spindellager}$	$1,40 \cdot 10^9$	$1,40 \cdot 10^9$	$1,40 \cdot 10^9$	N/m
Lageranordnung		fest-fest	fest-fest	fest-fest	-
Axialsteifigkeit des Kugelgewindetriebes	$c_{ax,KGT}$	$9,60 \cdot 10^8$	$9,60 \cdot 10^8$	$9,60 \cdot 10^8$	N/m
Gewindesteigung des Kugelgewindetriebes	P_{KGT}	20	20	20	mm
Spindeldurchmesser	\varnothing_{KGT}	40	40	40	mm
Eingriffslänge der Mutter	l_M	80	80	80	mm
Bauweise des Kugelgewindetriebes		EM ^{*)}	EM ^{*)}	EM ^{*)}	-
Vertikale Steifigkeit der Linearführungswagen	$c_{vert,Linearf.}$	$1,85 \cdot 10^9$	$1,85 \cdot 10^9$	$1,85 \cdot 10^9$	N/m
Laterale Steifigkeit der Linearführungswagen	$c_{lat,Linearf.}$	$1,30 \cdot 10^9$	$1,30 \cdot 10^9$	$1,30 \cdot 10^9$	N/m

*) Einzelmutter mit 4-Punkt-Berührung

Tabelle A2: Parameter der Drehstrommotoren mit Transistorsteller

Parameter	Bezeichnung	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse	Einheit
Transistorsteller: Zeitkonstante	T_T	0,3	0,3	0,3	ms
Motor: Wicklungswiderstand	R	0,1	0,1	0,1	Ω
Motor: Induktivität	L	2,1	2,1	2,1	mH
Motor: Drehmomentkonstante	K_T	1,45	1,45	1,45	Nm/A

Tabelle A3: Parameter der Antriebsregelungen

Parameter	Bezeichnung	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse	Einheit
Lageregler: Geschwindigkeitsverstärkung	K_V	2,5	3,0	3,0	m/(min·mm)
Drehzahlregler: Proportionalbeiwert	$K_{P,n}$	17,0	25,0	22,0	Nms/rad
Drehzahlregler: Nachstellzeit	$T_{N,n}$	3,0	3,0	6,0	ms
Stromregler: Proportionalbeiwert	$K_{P,i}$	15,5	15,5	6,0	V/A
Stromregler: Nachstellzeit	$T_{N,i}$	2,0	2,0	2,0	ms

Tabelle A4: Parameter der Lage-Sollwertfilter

Parameter	Bezeichnung	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse	Einheit
Ruckfilter - GM ¹⁾ : Zeitkonstante	T_{Ruck}	12	12	12	ms

*) Gleitende Mittelwertbildung

Tabelle A5: Parameter der Drehzahl-Sollwertfilter

Parameter	Bezeichnung	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse	Einheit
Filter 1 - PT2: Eigenfrequenz	ω_0	2.000	2.000	2.000	Hz
Filter 1 - PT2: Dämpfungskonstante	D	0,7	0,7	0,7	-
Filter 2 - PT1: Zeitkonstante	$T_{Filter,nsoll}$	2,0	2,0	-	ms
Filter 2 - PT2: Eigenfrequenz	ω_0	-	-	2.000	Hz
Filter 2 - PT2: Dämpfungskonstante	D	-	-	0,7	-

Tabelle A6: Parameter der Stromsollwertfilter

Parameter	Bezeichnung	X-Achse	Y-Achse	Z-Achse	Einheit
Filter 1 - PT2: Eigenfrequenz	ω_0	2.000	2.000	2.000	Hz
Filter 1 - PT2: Dämpfungskonstante	D	0,7	0,7	0,7	-
Filter 2 - Bandsperre: Sperrfrequenz	f_z	500	865	440	Hz
Filter 2 - Bandsperre: Nenner-Bandbreite	f_{bn}	500	100	200	Hz
Filter 2 - Bandsperre: Zähler-Bandbreite	f_{bz}	0,0	20	0,0	Hz
Filter 2 - Bandsperre: Eigenfrequenz	f_n	500	865	440	Hz
Filter 3 - Bandsperre: Sperrfrequenz	f_z	3500	430	890	Hz
Filter 3 - Bandsperre: Nenner-Bandbreite	f_{bn}	500	70	20	Hz
Filter 3 - Bandsperre: Zähler-Bandbreite	f_{bz}	0,0	40	0,0	Hz
Filter 3 - Bandsperre: Eigenfrequenz	f_n	3500	430	890	Hz

iwb Forschungsberichte Band 1–121

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. J. Milberg und Prof. Dr.-Ing. G. Reinhart, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften der Technischen Universität München

Band 1–121 erschienen im Springer Verlag, Berlin, Heidelberg und sind im Erscheinungsjahr und den folgenden drei Kalenderjahren erhältlich im Buchhandel oder durch Lange & Springer, Otto-Suhr-Allee 26–28, 10585 Berlin

- 1 *Streifinger, E.*
Beitrag zur Sicherung der Zuverlässigkeit und Verfügbarkeit moderner Fertigungsmittel
1986 · 72 Abb. · 167 Seiten · ISBN 3-540-16391-3
- 2 *Fuchsberger, A.*
Untersuchung der spanenden Bearbeitung von Knochen
1986 · 90 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-16392-1
- 3 *Maier, C.*
Montageautomatisierung am Beispiel des Schraubens mit Industrierobotern
1986 · 77 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-16393-X
- 4 *Summer, H.*
Modell zur Berechnung verzweigter Antriebsstrukturen
1986 · 74 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-16394-8
- 5 *Simon, W.*
Elektrische Vorschubantriebe an NC-Systemen
1986 · 141 Abb. · 198 Seiten · ISBN 3-540-16693-9
- 6 *Büchs, S.*
Analytische Untersuchungen zur Technologie der Kugelbearbeitung
1986 · 74 Abb. · 173 Seiten · ISBN 3-540-16694-7
- 7 *Hunzinger, J.*
Schneiderdierte Oberflächen
1986 · 79 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-16695-5
- 8 *Pilland, U.*
Echtzeit-Kollisionsschutz an NC-Drehmaschinen
1986 · 54 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-17274-2
- 9 *Barthelmeß, P.*
Montagegerechtes Konstruieren durch die Integration von Produkt- und Montageprozeßgestaltung
1987 · 70 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18120-2
- 10 *Reithofer, N.*
Nutzungssicherung von flexibel automatisierten Produktionsanlagen
1987 · 84 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-18440-6
- 11 *Diess, H.*
Rechnerunterstützte Entwicklung flexibel automatisierter Montageprozesse
1988 · 56 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-18799-5
- 12 *Reinhart, G.*
Flexible Automatisierung der Konstruktion und Fertigung elektrischer Leitungssätze
1988 · 112 Abb. · 197 Seiten · ISBN 3-540-19003-1
- 13 *Bürstner, H.*
Investitionsentscheidung in der rechnerintegrierten Produktion
1988 · 74 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-19099-6
- 14 *Grohe, A.*
Universelles Zellenrechnerkonzept für flexible Fertigungssysteme
1988 · 74 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-19182-8
- 15 *Riese, K.*
Klipsmontage mit Industrierobotern
1988 · 92 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-19183-6
- 16 *Lutz, P.*
Leitsysteme für rechnerintegrierte Auftragsabwicklung
1988 · 44 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-19260-3
- 17 *Klippel, C.*
Mobiler Roboter im Materialfluß eines flexiblen Fertigungssystems
1988 · 86 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-50468-0
- 18 *Rascher, R.*
Experimentelle Untersuchungen zur Technologie der Kugelherstellung
1989 · 110 Abb. · 200 Seiten · ISBN 3-540-51301-9
- 19 *Heusler, H.-J.*
Rechnerunterstützte Planung flexibler Montagesysteme
1989 · 43 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-51723-5
- 20 *Kirchknopf, P.*
Ermittlung modaler Parameter aus Übertragungsfrequenzgängen
1989 · 57 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51724-3
- 21 *Sauerer, Ch.*
Beitrag für ein Zerspanprozeßmodell Metallbandsägen
1990 · 89 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-51868-1
- 22 *Karstedt, K.*
Positionsbestimmung von Objekten in der Montage- und Fertigungsautomatisierung
1990 · 92 Abb. · 157 Seiten · ISBN 3-540-51879-7
- 23 *Peiker, St.*
Entwicklung eines integrierten NC-Planungssystems
1990 · 66 Abb. · 180 Seiten · ISBN 3-540-51880-0
- 24 *Schugmann, R.*
Nachgiebige Werkzeugaufhängungen für die automatische Montage
1990 · 71 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-52138-0
- 25 *Wirba, P.*
Simulation als Werkzeug in der Handhabungstechnik
1990 · 125 Abb. · 178 Seiten · ISBN 3-540-52231-X
- 26 *Eibelshäuser, P.*
Rechnerunterstützte experimentelle Modalanalyse mittels gestufter Sinusanregung
1990 · 79 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-52451-7
- 27 *Prasch, J.*
Computerunterstützte Planung von chirurgischen Eingriffen in der Orthopädie
1990 · 113 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-52543-2

- 28 *Teich, K.*
Prozeßkommunikation und Rechnerverbund in der Produktion
1990 · 52 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-52764-8
- 29 *Pfrang, W.*
Rechnergestützte und graphische Planung manueller und teilautomatisierter Arbeitsplätze
1990 · 59 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-52829-6
- 30 *Tauber, A.*
Modellbildung kinematischer Strukturen als Komponente der Montageplanung
1990 · 93 Abb. · 190 Seiten · ISBN 3-540-52911-X
- 31 *Jäger, A.*
Systematische Planung komplexer Produktionssysteme
1991 · 75 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-53021-5
- 32 *Hartberger, H.*
Wissensbasierte Simulation komplexer Produktionssysteme
1991 · 58 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-53326-5
- 33 *Tuczek, H.*
Inspektion von Karosseriepreßteilen auf Risse und Einschränkungen mittels Methoden der Bildverarbeitung
1992 · 125 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-53965-4
- 34 *Fischbacher, J.*
Planungsstrategien zur störungstechnischen Optimierung von Reinraum-Fertigungsgeräten
1991 · 60 Abb. · 166 Seiten · ISBN 3-540-54027-X
- 35 *Moser, O.*
3D-Echtzeitkollisionsschutz für Drehmaschinen
1991 · 66 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-54076-8
- 36 *Naber, H.*
Aufbau und Einsatz eines mobilen Roboters mit unabhängiger Lokomotions- und Manipulationskomponente
1991 · 85 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-54216-7
- 37 *Kupec, Th.*
Wissensbasiertes Leitsystem zur Steuerung flexibler Fertigungsanlagen
1991 · 68 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-54260-4
- 38 *Maulhardt, U.*
Dynamisches Verhalten von Kreissägen
1991 · 109 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-54365-1
- 39 *Götz, R.*
Strukturierte Planung flexibel automatisierter Montagesysteme für flächige Bauteile
1991 · 86 Abb. · 201 Seiten · ISBN 3-540-54401-1
- 40 *Koepfer, Th.*
3D-grafisch-interaktive Arbeitsplanung - ein Ansatz zur Aufhebung der Arbeitsteilung
1991 · 74 Abb. · 126 Seiten · ISBN 3-540-54436-4
- 41 *Schmidt, M.*
Konzeption und Einsatzplanung flexibel automatisierter Montagesysteme
1992 · 108 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-55025-9
- 42 *Burger, C.*
Produktionsregelung mit entscheidungsunterstützenden Informationssystemen
1992 · 94 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-55187-5
- 43 *Hoßmann, J.*
Methodik zur Planung der automatischen Montage von nicht formstabilen Bauteilen
1992 · 73 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-5520-0
- 44 *Petry, M.*
Systematik zur Entwicklung eines modularen Programmabaukastens für robotergeführte Klebprozesse
1992 · 106 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-55374-6
- 45 *Schönecker, W.*
Integrierte Diagnose in Produktionszellen
1992 · 87 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-55375-4
- 46 *Bick, W.*
Systematische Planung hybrider Montagesysteme unter Berücksichtigung der Ermittlung des optimalen Automatisierungsgrades
1992 · 70 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-55377-0
- 47 *Gebauer, L.*
Prozeßuntersuchungen zur automatisierten Montage von optischen Linsen
1992 · 84 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55378-9
- 48 *Schräfer, N.*
Erstellung eines 3D-Simulationssystems zur Reduzierung von Rüstzeiten bei der NC-Bearbeitung
1992 · 103 Abb. · 161 Seiten · ISBN 3-540-55431-9
- 49 *Wissbacher, J.*
Methoden zur rationellen Automatisierung der Montage von Schnellbefestigungselementen
1992 · 77 Abb. · 176 Seiten · ISBN 3-540-55512-9
- 50 *Garnich, F.*
Laserbearbeitung mit Robotern
1992 · 110 Abb. · 184 Seiten · ISBN 3-540-55513-7
- 51 *Eubert, P.*
Digitale Zustandsregelung elektrischer Vorschubantriebe
1992 · 89 Abb. · 159 Seiten · ISBN 3-540-44441-2
- 52 *Glaas, W.*
Rechnerintegrierte Kabelsatzfertigung
1992 · 67 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-55749-0
- 53 *Helm, H.J.*
Ein Verfahren zur On-Line Fehlererkennung und Diagnose
1992 · 60 Abb. · 153 Seiten · ISBN 3-540-55750-4
- 54 *Lang, Ch.*
Wissensbasierte Unterstützung der Verfügbarkeitsplanung
1992 · 75 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-55751-2
- 55 *Schuster, G.*
Rechnergestütztes Planungssystem für die flexibel automatisierte Montage
1992 · 67 Abb. · 135 Seiten · ISBN 3-540-55830-6
- 56 *Bomm, H.*
Ein Ziel- und Kennzahlensystem zum Investitionscontrolling komplexer Produktionssysteme
1992 · 87 Abb. · 195 Seiten · ISBN 3-540-55964-7
- 57 *Wendt, A.*
Qualitätssicherung in flexibel automatisierten Montagesystemen
1992 · 74 Abb. · 179 Seiten · ISBN 3-540-56044-0
- 58 *Hansmaier, H.*
Rechnergestütztes Verfahren zur Geräuschminderung
1993 · 67 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-56053-2
- 59 *Dilling, U.*
Planung von Fertigungssystemen unterstützt durch Wirtschaftssimulationen
1993 · 72 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56307-5

- 60 *Strohmayr, R.*
**Rechnergestützte Auswahl und Konfiguration von
Zubringeinrichtungen**
1993 · 80 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-56652-X
- 61 *Glas, J.*
**Standardisierter Aufbau anwendungsspezifischer
Zellenrechnersoftware**
1993 · 80 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-56889-5
- 62 *Stetter, R.*
**Rechnergestützte Simulationswerkzeuge zur
Effizienzsteigerung des Industrierobereinsatzes**
1994 · 91 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-56889-1
- 63 *Dindorfer, A.*
Robotersysteme zur förderbandsynchronen Montage
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57031-4
- 64 *Wiedemann, M.*
**Simulation des Schwingungsverhaltens spanender
Werkzeugmaschinen**
1993 · 81 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-57177-9
- 65 *Woenckhaus, Ch.*
**Rechnergestütztes System zur automatisierten 3D-
Layoutoptimierung**
1994 · 81 Abb. · 140 Seiten · ISBN 3-540-57284-8
- 66 *Kummelsteiner, G.*
**3D-Bewegungssimulation als integratives Hilfsmittel zur
Planung manueller Montagesysteme**
1994 · 62 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-57535-9
- 67 *Kugelmann, F.*
**Einsatz nachgiebiger Elemente zur wirtschaftlichen
Automatisierung von Produktionssystemen**
1993 · 76 Abb. · 144 Seiten · ISBN 3-540-57549-9
- 68 *Schwarz, H.*
**Simulationsgestützte CAD/ICAM-Kopplung für die 3D-
Laserbearbeitung mit integrierter Sensorik**
1994 · 96 Abb. · 148 Seiten · ISBN 3-540-57577-4
- 69 *Viethen, U.*
Systematik zum Prüfen in flexiblen Fertigungssystemen
1994 · 70 Abb. · 142 Seiten · ISBN 3-540-57794-7
- 70 *Seehuber, M.*
**Automatische Inbetriebnahme
geschwindigkeitsadaptiver Zustandsregler**
1994 · 72 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-57896-X
- 71 *Amann, W.*
**Eine Simulationsumgebung für Planung und Betrieb von
Produktionssystemen**
1994 · 71 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-57924-9
- 72 *Schöpf, M.*
**Rechnergestütztes Projektinformations- und
Koordinationssystem für das Fertigungsvorfeld**
1997 · 63 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58052-2
- 73 *Welling, A.*
**Effizienter Einsatz bildgebender Sensoren zur
Flexibilisierung automatisierter Handhabungsvorgänge**
1994 · 66 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-580-0
- 74 *Zetlmayer, H.*
**Verfahren zur simulationsgestützten
Produktionsregelung in der Einzel- und
Kleinserienproduktion**
1994 · 62 Abb. · 143 Seiten · ISBN 3-540-58134-0
- 75 *Lindl, M.*
Auftragsleittechnik für Konstruktion und Arbeitsplanung
1994 · 66 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58221-5
- 76 *Zipper, B.*
**Das integrierte Betriebsmittelwesen · Baustein einer
flexiblen Fertigung**
1994 · 64 Abb. · 147 Seiten · ISBN 3-540-58222-3
- 77 *Rath, P.*
**Programmierung und Simulation von Zellenabläufen in
der Arbeitsvorbereitung**
1995 · 51 Abb. · 130 Seiten · ISBN 3-540-58223-1
- 78 *Engel, A.*
**Strömungstechnische Optimierung von
Produktionssystemen durch Simulation**
1994 · 69 Abb. · 160 Seiten · ISBN 3-540-58258-4
- 79 *Zäh, M. F.*
Dynamisches Prozeßmodell Kreissägen
1995 · 95 Abb. · 186 Seiten · ISBN 3-540-58624-5
- 80 *Zwanzer, N.*
**Technologisches Prozeßmodell für die
Kugelschleifbearbeitung**
1995 · 65 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-58634-2
- 81 *Romanov, P.*
**Konstruktionsbegleitende Kalkulation von
Werkzeugmaschinen**
1995 · 66 Abb. · 151 Seiten · ISBN 3-540-58771-3
- 82 *Kahlenberg, R.*
**Integrierte Qualitätssicherung in flexiblen
Fertigungszellen**
1995 · 71 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-58772-1
- 83 *Huber, A.*
**Arbeitsfolgenplanung mehrstufiger Prozesse in der
Hartbearbeitung**
1995 · 87 Abb. · 152 Seiten · ISBN 3-540-58773-X
- 84 *Birkel, G.*
**Aufwandsminimierter Wissenserwerb für die Diagnose in
flexiblen Produktionszellen**
1995 · 64 Abb. · 137 Seiten · ISBN 3-540-58869-8
- 85 *Simon, D.*
**Fertigungsregelung durch zielgrößenorientierte Planung
und logistisches Störungsmanagement**
1995 · 77 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-58942-2
- 86 *Nedeljkovic-Groha, V.*
**Systematische Planung anwendungsspezifischer
Materialflußsteuerungen**
1995 · 94 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-58953-8
- 87 *Rockland, M.*
**Flexibilisierung der automatischen Teilbereitstellung in
Montageanlagen**
1995 · 83 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-58999-6
- 88 *Limmer, St.*
Konzept einer integrierten Produktentwicklung
1995 · 67 Abb. · 168 Seiten · ISBN 3-540-59016-1
- 89 *Eder, Th.*
**Integrierte Planung von Informationssystemen für
rechnergestützte Produktionssysteme**
1995 · 62 Abb. · 150 Seiten · ISBN 3-540-59084-6
- 90 *Deutsche, U.*
**Prozeßorientierte Organisation der Auftragsentwicklung in
mittelständischen Unternehmen**
1995 · 80 Abb. · 188 Seiten · ISBN 3-540-59337-3
- 91 *Dieterle, A.*
Recyclingintegrierte Produktentwicklung
1995 · 68 Abb. · 146 Seiten · ISBN 3-540-60120-1

- 92 *Hechl, Chr.*
Personalorientierte Montageplanung für komplexe und variantenreiche Produkte
 1995 · 73 Abb. · 158 Seiten · ISBN 3-540-60325-5
- 93 *Albertz, F.*
Dynamikgerechter Entwurf von Werkzeugmaschinen - Gestellstrukturen
 1995 · 83 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-60608-8
- 94 *Trunzer, W.*
Strategien zur On-Line Bahnplanung bei Robotern mit 3D-Konturfolgesensoren
 1996 · 101 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-60961-X
- 95 *Fichtmüller, N.*
Rationalisierung durch flexible, hybride Montagesysteme
 1996 · 83 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-60960-1
- 96 *Trucks, V.*
Rechnergestützte Beurteilung von Getriebestrukturen in Werkzeugmaschinen
 1996 · 64 Abb. · 141 Seiten · ISBN 3-540-60599-8
- 97 *Schäffer, G.*
Systematische Integration adaptiver Produktionssysteme
 1996 · 71 Abb. · 170 Seiten · ISBN 3-540-60958-X
- 98 *Koch, M. R.*
Autonome Fertigungszellen - Gestaltung, Steuerung und integrierte Störungsbehandlung
 1996 · 67 Abb. · 138 Seiten · ISBN 3-540-61104-5
- 99 *Moctezuma de la Barrera, J.L.*
Ein durchgängiges System zur computer- und rechnergestützten Chirurgie
 1996 · 99 Abb. · 175 Seiten · ISBN 3-540-61145-2
- 100 *Geuer, A.*
Einsatzpotential des Rapid Prototyping in der Produktentwicklung
 1996 · 84 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-61495-8
- 101 *Ebner, C.*
Ganzheitliches Verfügbarkeits- und Qualitätsmanagement unter Verwendung von Felddaten
 1996 · 67 Abb. · 132 Seiten · ISBN 3-540-61678-0
- 102 *Pischeltfrieder, K.*
Steuerung autonomer mobiler Roboter in der Produktion
 1996 · 74 Abb. · 171 Seiten · ISBN 3-540-61714-0
- 103 *Köhler, R.*
Disposition und Materialbereitstellung bei komplexen variantenreichen Kleinprodukten
 1997 · 62 Abb. · 177 Seiten · ISBN 3-540-62024-9
- 104 *Feldmann, Ch.*
Eine Methode für die integrierte rechnergestützte Montageplanung
 1997 · 71 Abb. · 163 Seiten · ISBN 3-540-62059-1
- 105 *Lehmann, H.*
Integrierte Materialfluß- und Layoutplanung durch Kopplung von CAD- und Ablaufsimulationssystem
 1997 · 96 Abb. · 191 Seiten · ISBN 3-540-62202-0
- 106 *Wagner, M.*
Steuerungintegrierte Fehlerbehandlung für maschinennahe Abläufe
 1997 · 94 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-62656-5
- 107 *Lorenzen, J.*
Simulationsgestützte Kostenanalyse in produktorientierten Fertigungsstrukturen
 1997 · 63 Abb. · 129 Seiten · ISBN 3-540-62794-4
- 108 *Krämer, U.*
Systematik für die rechnergestützte Ähnlichkeitsuche und Standardisierung
 1997 · 53 Abb. · 127 Seiten · ISBN 3-540-63338-3
- 109 *Pfersdorf, I.*
Entwicklung eines systematischen Vorgehens zur Organisation des industriellen Service
 1997 · 74 Abb. · 172 Seiten · ISBN 3-540-63615-3
- 110 *Kuba, R.*
Informations- und kommunikationstechnische Integration von Menschen in der Produktion
 1997 · 77 Abb. · 155 Seiten · ISBN 3-540-63642-0
- 111 *Kaiser, J.*
Vernetztes Gestalten von Produkt und Produktionsprozeß mit Produktmodellen
 1997 · 67 Abb. · 139 Seiten · ISBN 3-540-63999-3
- 112 *Geyer, M.*
Flexibles Planungssystem zur Berücksichtigung ergonomischer Aspekte bei der Produkt- und Arbeitssystemgestaltung
 1997 · 85 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-64195-5
- 113 *Martin, C.*
Produktionsregelung - ein modularer, modellbasierter Ansatz
 1998 · 73 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-64401-6
- 114 *Löffler, Th.*
Akustische Überwachung automatisierter Fügeprozesse
 1998 · 85 Abb. · 136 Seiten · ISBN 3-540-64511-X
- 115 *Lindermeier, R.*
Qualitätsorientierte Entwicklung von Montagesystemen
 1998 · 84 Abb. · 164 Seiten · ISBN 3-540-64686-8
- 116 *Koehler, J.*
Prozeßorientierte Teamstrukturen in Betrieben mit Großserienfertigung
 1998 · 75 Abb. · 185 Seiten · ISBN 3-540-65037-7
- 117 *Schuller, R. W.*
Leitfaden zum automatisierten Auftrag von hochviskosen Dichtmassen
 1999 · 76 Abb. · 162 Seiten · ISBN 3-540-65320-1
- 118 *Debuschewitz, M.*
Integrierte Methodik und Werkzeuge zur herstellungsorientierten Produktentwicklung
 1999 · 104 Abb. · 169 Seiten · ISBN 3-540-65350-3
- 119 *Bauer, L.*
Strategien zur rechnergestützten Offline-Programmierung von 3D-Laseranlagen
 1999 · 98 Abb. · 145 Seiten · ISBN 3-540-65382-1
- 120 *Pfob, E.*
Modellgestützte Arbeitsplanung bei Fertigungsmaschinen
 1999 · 69 Abb. · 154 Seiten · ISBN 3-540-65525-5
- 121 *Spitznagel, J.*
Erfahrungsgleitete Planung von Laseranlagen
 1999 · 63 Abb. · 156 Seiten · ISBN 3-540-65896-3

Seminarberichte iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität München

Seminarberichte iwb sind erhältlich im Buchhandel oder beim
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, info@utz.de

- 1 **Innovative Montagesysteme - Anlagengestaltung, -bewertung und -überwachung**
115 Seiten · ISBN 3-931327-01-9
- 2 **Integriertes Produktmodell - Von der Idee zum fertigen Produkt**
82 Seiten · ISBN 3-931327-02-7
- 3 **Konstruktion von Werkzeugmaschinen - Berechnung, Simulation und Optimierung**
110 Seiten · ISBN 3-931327-03-5
- 4 **Simulation - Einsatzmöglichkeiten und Erfahrungsberichte**
134 Seiten · ISBN 3-931327-04-3
- 5 **Optimierung der Kooperation in der Produktentwicklung**
95 Seiten · ISBN 3-931327-05-1
- 6 **Materialbearbeitung mit Laser - von der Planung zur Anwendung**
86 Seiten · ISBN 3-931327-06-0
- 7 **Dynamisches Verhalten von Werkzeugmaschinen**
80 Seiten · ISBN 3-931327-77-9
- 8 **Qualitätsmanagement - der Weg ins Ziel**
130 Seiten · ISBN 3-931327-78-7
- 9 **Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Analysen und Konzepte**
120 Seiten · ISBN 3-931327-79-5
- 10 **3D-Simulation - Schneller, sicherer und kostengünstiger zum Ziel**
90 Seiten · ISBN 3-931327-10-8
- 11 **Unternehmensorganisation - Schlüssel für eine effiziente Produktion**
110 Seiten · ISBN 3-931327-11-6
- 12 **Autonome Produktionssysteme**
100 Seiten · ISBN 3-931327-12-4
- 13 **Planung von Montageanlagen**
130 Seiten · ISBN 3-931327-13-2
- 14 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 15 **Flexible fluide Kleb/Dichtstoffe - Dosierung und Prozeßgestaltung**
80 Seiten · ISBN 3-931327-15-9
- 16 **Time to Market - Von der Idee zum Produktionsstart**
80 Seiten · ISBN 3-931327-16-7
- 17 **Industriekeramik in Forschung und Praxis - Probleme, Analysen und Lösungen**
80 Seiten · ISBN 3-931327-17-5
- 18 **Das Unternehmen im Internet - Chancen für produzierende Unternehmen**
165 Seiten · ISBN 3-931327-18-3
- 19 **Leittechnik und Informationslogistik - mehr Transparenz in der Fertigung**
85 Seiten · ISBN 3-931327-19-1
- 20 **Dezentrale Steuerungen in Produktionsanlagen - Plug & Play - Vereinfachung von Entwicklung und Inbetriebnahme**
105 Seiten · ISBN 3-931327-20-5
- 21 **Rapid Prototyping - Rapid Tooling - Schnell zu funktionalen Prototypen**
95 Seiten · ISBN 3-931327-21-3
- 22 **Mikrotechnik für die Produktion - Greifbare Produkte und Anwendungspotentiale**
95 Seiten · ISBN 3-931327-22-1
- 24 **EDM Engineering Data Management**
195 Seiten · ISBN 3-931327-24-8
- 25 **Rationelle Nutzung der Simulationstechnik - Entwicklungstrends und Praxisbeispiele**
152 Seiten · ISBN 3-931327-25-6
- 26 **Alternative Dichtungssysteme - Konzepte zur Dichtungsmontage und zum Dichtmittelauftrag**
110 Seiten · ISBN 3-931327-26-4
- 27 **Rapid Prototyping - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt**
111 Seiten · ISBN 3-931327-27-2
- 28 **Rapid Tooling - Mit neuen Technologien schnell vom Entwurf zum Serienprodukt**
154 Seiten · ISBN 3-931327-28-0
- 29 **Installationstechnik an Werkzeugmaschinen - Abschlußseminar**
156 Seiten · ISBN 3-931327-29-9
- 30 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 31 **Engineering Data Management (EDM) - Erfahrungsberichte und Trends**
183 Seiten · ISBN 3-931327-31-0
- 32 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 33 **3D-CAD - Mehr als nur eine dritte Dimension**
181 Seiten · ISBN 3-931327-33-7
- 34 **Laser in der Produktion - Technologische Randbedingungen für den wirtschaftlichen Einsatz**
102 Seiten · ISBN 3-931327-34-5
- 35 **Ablaufsimulation - Anlagen effizient und sicher planen und betreiben**
129 Seiten · ISBN 3-931327-35-3
- 36 **Moderne Methoden zur Montageplanung - Schlüssel für eine effiziente Produktion**
124 Seiten · ISBN 3-931327-36-1
- 37 **Wettbewerbsfaktor Verfügbarkeit - Produktivitätssteigerung durch technische und organisatorische Ansätze**
95 Seiten · ISBN 3-931327-37-X
- 38 **Rapid Prototyping - Effizienter Einsatz von Modellen in der Produktentwicklung**
128 Seiten · ISBN 3-931327-38-8
- 39 **Rapid Tooling - Neue Strategien für den Werkzeug- und Formenbau**
130 Seiten · ISBN 3-931327-39-6
- 40 **Erfolgreich kooperieren in der produzierenden Industrie - Flexibel und schneller mit modernen Kooperationen**
160 Seiten · ISBN 3-931327-40-X
- 41 **Innovative Entwicklung von Produktionsmaschinen**
146 Seiten · ISBN 3-89675-041-0
- 42 **Stückzahlflexible Montagesysteme**
139 Seiten · ISBN 3-89675-042-9
- 43 **Produktivität und Verfügbarkeit - ...durch Kooperation steigern**
120 Seiten · ISBN 3-89675-043-7
- 44 **Automatisierte Mikromontage - Handhaben und Positionieren von Mikrobautteilen**
125 Seiten · ISBN 3-89675-044-5
- 45 **Produzieren in Netzwerken - Lösungsansätze, Methoden, Praxisbeispiele**
173 Seiten · ISBN 3-89675-045-3
- 46 **Virtuelle Produktion - Ablaufsimulation**
108 Seiten · ISBN 3-89675-046-1

- 47 **Virtuelle Produktion · Prozeß- und Produktsimulation**
131 Seiten · ISBN 3-89675-047-X
- 48 **Sicherheitstechnik an Werkzeugmaschinen**
106 Seiten · ISBN 3-89675-048-8
- 49 **Rapid Prototyping · Methoden für die reaktionsfähige Produktentwicklung**
150 Seiten · ISBN 3-89675-049-6
- 50 **Rapid Manufacturing · Methoden für die reaktionsfähige Produktion**
121 Seiten · ISBN 3-89675-050-X
- 51 **Flexibles Kleben und Dichten · Produkt- & Prozeßgestaltung, Mischverbindungen, Qualitätskontrolle**
137 Seiten · ISBN 3-89675-051-8
- 52 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung von Klein- und Prototypenserien**
124 Seiten · ISBN 3-89675-052-6
- 53 **Mischverbindungen · Werkstoffauswahl, Verfahrensauswahl, Umsetzung**
107 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 54 **Virtuelle Produktion · Integrierte Prozess- und Produktsimulation**
133 Seiten · ISBN 3-89675-054-2
- 55 **e-Business in der Produktion · Organisationskonzepte, IT-Lösungen, Praxisbeispiele**
150 Seiten · ISBN 3-89675-055-0
- 56 **Virtuelle Produktion – Ablaufsimulation als planungsbegleitendes Werkzeug**
150 Seiten · ISBN 3-89675-056-9
- 57 **Virtuelle Produktion – Datenintegration und Benutzerschnittstellen**
150 Seiten · ISBN 3-89675-057-7
- 58 **Rapid Manufacturing · Schnelle Herstellung qualitativ hochwertiger Bauteile oder Kleinserien**
169 Seiten · ISBN 3-89675-058-7
- 59 **Automatisierte Mikromontage · Werkzeuge und Fügetechnologien für die Mikrosystemtechnik**
114 Seiten · ISBN 3-89675-059-3
- 60 **Mechatronische Produktionssysteme · Genauigkeit gezielt entwickeln**
131 Seiten · ISBN 3-89675-060-7
- 61 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 62 **Rapid Technologien · Anspruch – Realität – Technologien**
100 Seiten · ISBN 3-89675-062-3
- 63 **Fabrikplanung 2002 · Visionen – Umsetzung – Werkzeuge**
124 Seiten · ISBN 3-89675-063-1
- 64 **Mischverbindungen · Einsatz und Innovationspotenzial**
143 Seiten · ISBN 3-89675-064-X
- 65 **Fabrikplanung 2003 – Basis für Wachstum · Erfahrungen Werkzeuge Visionen**
136 Seiten · ISBN 3-89675-065-8
- 66 **Mit Rapid Technologien zum Aufschwung · Neue Rapid Technologien und Verfahren, Neue Qualitäten, Neue Möglichkeiten, Neue Anwendungsfelder**
185 Seiten · ISBN 3-89675-066-6
- 67 **Mechatronische Produktionssysteme · Die Virtuelle Werkzeugmaschine: Mechatronisches Entwicklungsvorgehen, Integrierte Modellbildung, Applikationsfelder**
148 Seiten · ISBN 3-89675-067-4
- 68 **Virtuelle Produktion · Nutzenpotenziale im Lebenszyklus der Fabrik**
139 Seiten · ISBN 3-89675-068-2
- 69 **Kooperationsmanagement in der Produktion · Visionen und Methoden zur Kooperation – Geschäftsmodelle und Rechtsformen für die Kooperation – Kooperation entlang der Wertschöpfungskette**
134 Seiten · ISBN 3-89675-069-0
- 70 **Mechatronik · Strukturndynamik von Werkzeugmaschinen**
161 Seiten · ISBN 3-89675-070-4
- 71 **Klebtechnik · Zerstörungsfreie Qualitätssicherung beim flexibel automatisierten Kleben und Dichten**
ISBN 3-89675-071-2 · vergriffen
- 72 **Fabrikplanung 2004 · Erfolgsfaktor im Wettbewerb · Erfahrungen – Werkzeuge – Visionen**
ISBN 3-89675-072-0 · vergriffen
- 73 **Rapid Manufacturing Vom Prototyp zur Produktion · Erwartungen – Erfahrungen – Entwicklungen**
179 Seiten · ISBN 3-89675-073-9
- 74 **Virtuelle Produktionssystemplanung · Virtuelle Inbetriebnahme und Digitale Fabrik**
133 Seiten · ISBN 3-89675-074-7
- 75 **Nicht erschienen – wird nicht erscheinen**
- 76 **Berührungslose Handhabung · Vom Wafer zur Glaslinse, von der Kapselfur zur aseptischen Ampulle**
95 Seiten · ISBN 3-89675-076-3
- 77 **ERP-Systeme · Einführung in die betriebliche Praxis · Erfahrungen, Best Practices, Visionen**
153 Seiten · ISBN 3-89675-077-7
- 78 **Mechatronik · Trends in der interdisziplinären Entwicklung von Werkzeugmaschinen**
155 Seiten · ISBN 3-89675-078-X
- 79 **Produktionsmanagement**
267 Seiten · ISBN 3-89675-079-8
- 80 **Rapid Manufacturing · Fertigungsverfahren für alle Ansprüche**
154 Seiten · ISBN 3-89675-080-1
- 81 **Rapid Manufacturing · Heutige Trends – Zukünftige Anwendungsfelder**
172 Seiten · ISBN 3-89675-081-X
- 82 **Produktionsmanagement · Herausforderung Variantenmanagement**
100 Seiten · ISBN 3-89675-082-8
- 83 **Mechatronik · Optimierungspotenzial der Werkzeugmaschine nutzen**
160 Seiten · ISBN 3-89675-083-6
- 84 **Virtuelle Inbetriebnahme · Von der Kür zur Pflicht?**
104 Seiten · ISBN 978-3-89675-084-6
- 85 **3D-Erfahrungsforum · Innovation im Werkzeug- und Formenbau**
375 Seiten · ISBN 978-3-89675-085-3
- 86 **Rapid Manufacturing · Erfolgreich produzieren durch innovative Fertigung**
162 Seiten · ISBN 978-3-89675-086-0
- 87 **Produktionsmanagement · Schlank im Mittelstand**
102 Seiten · ISBN 978-3-89675-087-7
- 88 **Mechatronik · Vorsprung durch Simulation**
134 Seiten · ISBN 978-3-89675-088-4
- 89 **RFID in der Produktion · Wertschöpfung effizient gestalten**
122 Seiten · ISBN 978-3-89675-089-1

Forschungsberichte iw b

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität München

Forschungsberichte iw b ab Band 122 sind erhältlich im Buchhandel oder beim
Herbert Utz Verlag, München, Fax 089-277791-01, info@utz.de

- 122 Schneider, Burghard
Prozesskettenorientierte Bereitstellung nicht formstabiler Bauteile
1999 · 183 Seiten · 98 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-559-5
- 123 Goldstein, Bernd
Modellgestützte Geschäftsprozeßgestaltung in der Produktentwicklung
1999 · 170 Seiten · 65 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-546-3
- 124 Mößner, Helmut E.
Methode zur simulationsbasierten Regelung zeitvarianter Produktionssysteme
1999 · 164 Seiten · 67 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-585-4
- 125 Gräser, Ralf-Gunter
Ein Verfahren zur Kompensation temperaturinduzierter Verformungen an Industrierobotern
1999 · 167 Seiten · 63 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-603-6
- 126 Trossin, Hans-Jürgen
Nutzung der Ähnlichkeitstheorie zur Modellbildung in der Produktionstechnik
1999 · 162 Seiten · 75 Abb. · 11 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-614-1
- 127 Kugelmann, Doris
Aufgabenorientierte Offline-Programmierung von Industrierobotern
1999 · 168 Seiten · 68 Abb. · 2 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-615-X
- 128 Diesch, Rolf
Steigerung der organisatorischen Verfügbarkeit von Fertigungszellen
1999 · 160 Seiten · 69 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-618-4
- 129 Lulay, Werner E.
Hybrid-hierarchische Simulationsmodelle zur Koordination teilautonomer Produktionsstrukturen
1999 · 182 Seiten · 51 Abb. · 14 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-620-6
- 130 Murr, Otto
Adaptive Planung und Steuerung von integrierten Entwicklungs- und Planungsprozessen
1999 · 178 Seiten · 85 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-636-2
- 131 Macht, Michael
Ein Vorgehensmodell für den Einsatz von Rapid Prototyping
1999 · 170 Seiten · 87 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-638-9
- 132 Mehler, Bruno H.
Aufbau virtueller Fabriken aus dezentralen Partnernverbänden
1999 · 152 Seiten · 44 Abb. · 27 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-645-1
- 133 Heitmann, Knut
Sichere Prognosen für die Produktionsoptimierung mittels stochastischer Modelle
1999 · 146 Seiten · 60 Abb. · 13 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-675-3
- 134 Blessing, Stefan
Gestaltung der Materialflußsteuerung in dynamischen Produktionsstrukturen
1999 · 160 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-690-7
- 135 Abay, Can
Numerische Optimierung multivariater mehrstufiger Prozesse am Beispiel der Hartbearbeitung von Industriekeramik
2000 · 159 Seiten · 46 Abb. · 5 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-697-4

- 136 Brandner, Stefan
Integriertes Produktdaten- und Prozeßmanagement in virtuellen Fabriken
 2000 · 172 Seiten · 61 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-715-6
- 137 Hirschberg, Arnd G.
Verbindung der Produkt- und Funktionsorientierung in der Fertigung
 2000 · 165 Seiten · 49 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-729-6
- 138 Reek, Alexandra
Strategien zur Fokuspositionierung beim Laserstrahlschweißen
 2000 · 193 Seiten · 103 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-730-X
- 139 Sabbah, Khalid-Alexander
Methodische Entwicklung störungstoleranter Steuerungen
 2000 · 148 Seiten · 75 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-739-3
- 140 Schliffenbacher, Klaus U.
Konfiguration virtueller Wertschöpfungsketten in dynamischen, heterarchischen Kompetenznetzwerken
 2000 · 187 Seiten · 70 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-754-7
- 141 Sprengel, Andreas
Integrierte Kostenkalkulationsverfahren für die Werkzeugmaschinenentwicklung
 2000 · 144 Seiten · 55 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-757-1
- 142 Gallasch, Andreas
Informationstechnische Architektur zur Unterstützung des Wandels in der Produktion
 2000 · 150 Seiten · 69 Abb. · 6 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-781-4
- 143 Cuiper, Ralf
Durchgängige rechnergestützte Planung und Steuerung von automatisierten Montagevorgängen
 2000 · 168 Seiten · 75 Abb. · 3 Tab. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-783-0
- 144 Schneider, Christian
Strukturmechanische Berechnungen in der Werkzeugmaschinenkonstruktion
 2000 · 180 Seiten · 66 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-789-X
- 145 Jonas, Christian
Konzept einer durchgängigen, rechnergestützten Planung von Montageanlagen
 2000 · 183 Seiten · 82 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-870-5
- 146 Willnecker, Ulrich
Gestaltung und Planung leistungsorientierter manueller Fließmontagen
 2001 · 175 Seiten · 67 Abb. · broschiert · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-89675-891-8
- 147 Lehner, Christof
Beschreibung des Nd:Yag-Laserstrahlschweißprozesses von Magnesiumdruckguss
 2001 · 205 Seiten · 94 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0004-X
- 148 Rick, Frank
Simulationsgestützte Gestaltung von Produkt und Prozess am Beispiel Laserstrahlschweißen
 2001 · 145 Seiten · 57 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0008-2
- 149 Hohn, Michael
Sensorgeführte Montage hybrider Mikrosysteme
 2001 · 171 Seiten · 74 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0012-0
- 150 Böhl, Jörn
Wissensmanagement im Klein- und mittelständischen Unternehmen der Einzel- und Kleinserienfertigung
 2001 · 179 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0020-1
- 151 Bürgel, Robert
Prozessanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen mit digital geregelten Antrieben
 2001 · 185 Seiten · 60 Abb. · 10 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0021-X
- 152 Stephan Dürrschmidt
Planung und Betrieb wandlungsfähiger Logistiksysteme in der variantenreichen Serienproduktion
 2001 · 914 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0023-6
- 153 Bernhard Eich
Methode zur prozesskettenorientierten Planung der Teilebereitstellung
 2001 · 132 Seiten · 48 Abb. · 6 Tabellen · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0028-7

- 154 Wolfgang Rudorfer
Eine Methode zur Qualifizierung von produzierenden Unternehmen für Kompetenznetzwerke
 2001 · 207 Seiten · 89 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0037-6
- 155 Hans Meier
Verteilte kooperative Steuerung maschinennaher Abläufe
 2001 · 162 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0044-9
- 156 Gerhard Nowak
Informationstechnische Integration des industriellen Service in das Unternehmen
 2001 · 203 Seiten · 95 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0055-4
- 157 Martin Werner
Simulationsgestützte Reorganisation von Produktions- und Logistikprozessen
 2001 · 191 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0058-9
- 158 Bernhard Lenz
Finite Elemente-Modellierung des Laserstrahlschweißens für den Einsatz in der Fertigungsplanung
 2001 · 150 Seiten · 47 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0094-5
- 159 Stefan Grunwald
Methode zur Anwendung der flexiblen integrierten Produktentwicklung und Montageplanung
 2002 · 206 Seiten · 80 Abb. · 25 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0095-3
- 160 Josef Gartner
Qualitätssicherung bei der automatisierten Applikation hochviskoser Dichtungen
 2002 · 165 Seiten · 74 Abb. · 21 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0096-1
- 161 Wolfgang Zeller
Gesamtheitliches Sicherheitskonzept für die Antriebs- und Steuerungstechnik bei Werkzeugmaschinen
 2002 · 192 Seiten · 54 Abb. · 15 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0100-3
- 162 Michael Loferer
Rechnergestützte Gestaltung von Montagesystemen
 2002 · 178 Seiten · 80 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0118-6
- 163 Jörg Fahrer
Ganzeitliche Optimierung des indirekten Metall-Lasersinterprozesses
 2002 · 176 Seiten · 69 Abb. · 13 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0124-0
- 164 Jürgen Höppner
Verfahren zur berührungslosen Handhabung mittels leistungsstarker Schallwandler
 2002 · 132 Seiten · 24 Abb. · 3 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0125-9
- 165 Hubert Götte
Entwicklung eines Assistenzrobotersystems für die Knieendoprothetik
 2002 · 258 Seiten · 123 Abb. · 5 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0126-7
- 166 Martin Weißberger
Optimierung der Bewegungsdynamik von Werkzeugmaschinen im rechnergestützten Entwicklungsprozess
 2002 · 210 Seiten · 86 Abb. · 2 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0138-0
- 167 Dirk Jacob
Verfahren zur Positionierung unterseitenstrukturierter Bauelemente in der Mikrosystemtechnik
 2002 · 200 Seiten · 82 Abb. · 24 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0142-9
- 168 Ulrich Roßgoderer
System zur effizienten Layout- und Prozessplanung von hybriden Montageanlagen
 2002 · 175 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0154-2
- 169 Robert Klingel
Anziehverfahren für hochfeste Schraubenverbindungen auf Basis akustischer Emissionen
 2002 · 164 Seiten · 89 Abb. · 27 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0174-7
- 170 Paul Jens Peter Ross
Bestimmung des wirtschaftlichen Automatisierungsgrades von Montageprozessen in der frühen Phase der Montageplanung
 2002 · 144 Seiten · 38 Abb. · 38 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0191-7
- 171 Stefan von Praun
Toleranzanalyse nachgiebiger Baugruppen im Produktentstehungsprozess
 2002 · 250 Seiten · 62 Abb. · 7 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0202-6

- 172 Florian von der Hagen
Gestaltung kurzfristiger und unternehmensübergreifender Engineering-Kooperationen
 2002 · 220 Seiten · 104 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0208-5
- 173 Oliver Kramer
Methode zur Optimierung der Wertschöpfungskette mittelständischer Betriebe
 2002 · 212 Seiten · 84 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0211-5
- 174 Winfried Dohmen
Interdisziplinäre Methoden für die integrierte Entwicklung komplexer mechatronischer Systeme
 2002 · 200 Seiten · 67 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0214-X
- 175 Oliver Anton
Ein Beitrag zur Entwicklung telepräseneter Montagesysteme
 2002 · 158 Seiten · 85 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0215-8
- 176 Welf Broser
Methode zur Definition und Bewertung von Anwendungsfeldern für Kompetenznetzwerke
 2002 · 224 Seiten · 122 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0217-4
- 177 Frank Breitinge
Ein ganzheitliches Konzept zum Einsatz des indirekten Metall-Lasersinterns für das Druckgießen
 2003 · 156 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0227-1
- 178 Johann von Pieverling
Ein Vorgehensmodell zur Auswahl von Konturfertigungsverfahren für das Rapid Tooling
 2003 · 163 Seiten · 88 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0230-1
- 179 Thomas Baudisch
Simulationsumgebung zur Auslegung der Bewegungsdynamik des mechatronischen Systems Werkzeugmaschine
 2003 · 190 Seiten · 67 Abb. · 8 Tab. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0249-2
- 180 Heinrich Schieferstein
Experimentelle Analyse des menschlichen Kausystems
 2003 · 132 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0251-4
- 181 Joachim Berlak
Methodik zur strukturierten Auswahl von Auftragsabwicklungssystemen
 2003 · 244 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0258-1
- 182 Christian Meierlohr
Konzept zur rechnergestützten Integration von Produktions- und Gebäudeplanung in der Fabrikgestaltung
 2003 · 181 Seiten · 84 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0292-1
- 183 Volker Weber
Dynamisches Kostenmanagement in kompetenzzentrierten Unternehmensnetzwerken
 2004 · 210 Seiten · 64 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0330-8
- 184 Thomas Bongardt
Methode zur Kompensation betriebsabhängiger Einflüsse auf die Absolutgenauigkeit von Industrierobotern
 2004 · 170 Seiten · 40 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0332-4
- 185 Tim Angerer
Effizienzsteigerung in der automatisierten Montage durch aktive Nutzung mechatronischer Produktkomponenten
 2004 · 180 Seiten · 67 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0336-7
- 186 Alexander Krüger
Planung und Kapazitätsabstimmung stückzahlflexibler Montagesysteme
 2004 · 197 Seiten · 83 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0371-5
- 187 Matthias Meindl
Beitrag zur Entwicklung generativer Fertigungsverfahren für das Rapid Manufacturing
 2005 · 222 Seiten · 97 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0465-7
- 188 Thomas Fusch
Betriebsbegleitende Prozessplanung in der Montage mit Hilfe der Virtuellen Produktion am Beispiel der Automobilindustrie
 2005 · 190 Seiten · 99 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0467-3

- 189 Thomas Mosandl
Qualitätssteigerung bei automatisiertem Klebstoffauftrag durch den Einsatz optischer Konturfolgesysteme
 2005 · 182 Seiten · 58 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0471-1
- 190 Christian Patron
Konzept für den Einsatz von Augmented Reality in der Montageplanung
 2005 · 150 Seiten · 61 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0474-6
- 191 Robert Cisek
Planung und Bewertung von Rekonfigurationsprozessen in Produktionssystemen
 2005 · 200 Seiten · 64 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0475-4
- 192 Florian Auer
Methode zur Simulation des Laserstrahlschweißens unter Berücksichtigung der Ergebnisse vorangegangener Umformsimulationen
 2005 · 160 Seiten · 65 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0485-1
- 193 Carsten Selke
Entwicklung von Methoden zur automatischen Simulationsmodellgenerierung
 2005 · 137 Seiten · 53 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0495-9
- 194 Markus Seefried
Simulation des Prozessschrittes der Wärmebehandlung beim Indirekten-Metall-Lasersintern
 2005 · 216 Seiten · 82 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0503-3
- 195 Wolfgang Wagner
Fabrikplanung für die standortübergreifende Kostensenkung bei marktnaher Produktion
 2006 · 208 Seiten · 43 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0586-6
- 196 Christopher Ulrich
Erhöhung des Nutzungsgrades von Laserstrahlquellen durch Mehrfach-Anwendungen
 2006 · 178 Seiten · 74 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0590-4
- 197 Johann Härtl
Prozessgaseinfluss beim Schweißen mit Hochleistungsdiodenlasern
 2006 · 140 Seiten · 55 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0611-0
- 198 Bernd Hartmann
Die Bestimmung des Personalbedarfs für den Materialfluss in Abhängigkeit von Produktionsfläche und -menge
 2006 · 208 Seiten · 105 Abb. · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0615-3
- 199 Michael Schilp
Auslegung und Gestaltung von Werkzeugen zum berührungslosen Greifen kleiner Bauteile in der Mikromontage
 2006 · 130 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0631-5
- 200 Florian Manfred Grätz
Teilautomatische Generierung von Stromlauf- und Fluidplänen für mechatronische Systeme
 2006 · 192 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0643-9
- 201 Dieter Eireiner
Prozessmodelle zur statischen Auslegung von Anlagen für das Friction Stir Welding
 2006 · 214 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 3-8316-0650-1
- 202 Gerhard Volkwein
Konzept zur effizienten Bereitstellung von Steuerungsfunktionalität für die NC-Simulation
 2007 · 192 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0668-9
- 203 Sven Roeren
Komplexitätsvariable Einflussgrößen für die bauteilbezogene Struktursimulation thermischer Fertigungsprozesse
 2007 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0680-1
- 204 Henning Rudolf
Wissensbasierte Montageplanung in der Digitalen Fabrik am Beispiel der Automobilindustrie
 2007 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0697-9
- 205 Stella Clarke-Griebsch
Overcoming the Network Problem in Telepresence Systems with Prediction and Inertia
 2007 · 150 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0701-3
- 206 Michael Ehrenstraßer
Sensoreinsatz in der telepräsenten Mikromontage
 2008 · 160 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0743-3

- 207 Rainer Schack
Methodik zur bewertungsorientierten Skalierung der Digitalen Fabrik
2008 · 248 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0748-8
- 208 Wolfgang Sudhoff
Methodik zur Bewertung standortübergreifender Mobilität in der Produktion
2008 · 276 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0749-5
- 209 Stefan Müller
Methodik für die entwicklungs- und planungsbegleitende Generierung und Bewertung von Produktionsalternativen
2008 · 240 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0750-1
- 210 Ulrich Kohler
Methodik zur kontinuierlichen und kostenorientierten Planung produktionstechnischer Systeme
2008 · 232 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0753-2
- 211 Klaus Schlickerieder
Methodik zur Prozessoptimierung beim automatisierten elastischen Kleben großflächiger Bauteile
2008 · 204 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0776-1
- 212 Niklas Möller
Bestimmung der Wirtschaftlichkeit wandlungsfähiger Produktionssysteme
2008 · 260 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0778-5
- 213 Daniel Siedl
Simulation des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen während Verfahrbewegungen
2008 · 200 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0779-2
- 214 Dirk Ansorge
Auftragsabwicklung in heterogenen Produktionsstrukturen mit spezifischen Planungsfreiräumen
2008 · 146 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0785-3
- 215 Georg Wunsch
Methoden für die virtuelle Inbetriebnahme automatisierter Produktionssysteme
2008 · 224 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0795-2
- 216 Thomas Oertli
Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben
2008 · 184 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0798-3
- 217 Bernd Petzold
Entwicklung eines Operatorarbeitsplatzes für die telepräsenste Mikromontage
2008 · 212 Seiten · 20,5 x 14,5 cm · ISBN 978-3-8316-0805-8

