

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

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

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.

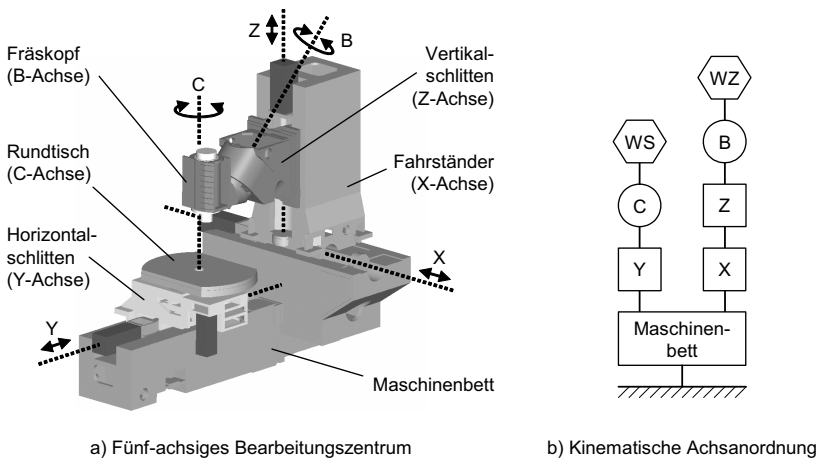


Bild 1: Werkzeugmaschine mit serieller Achskinematik

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 positionsgeregelten 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.

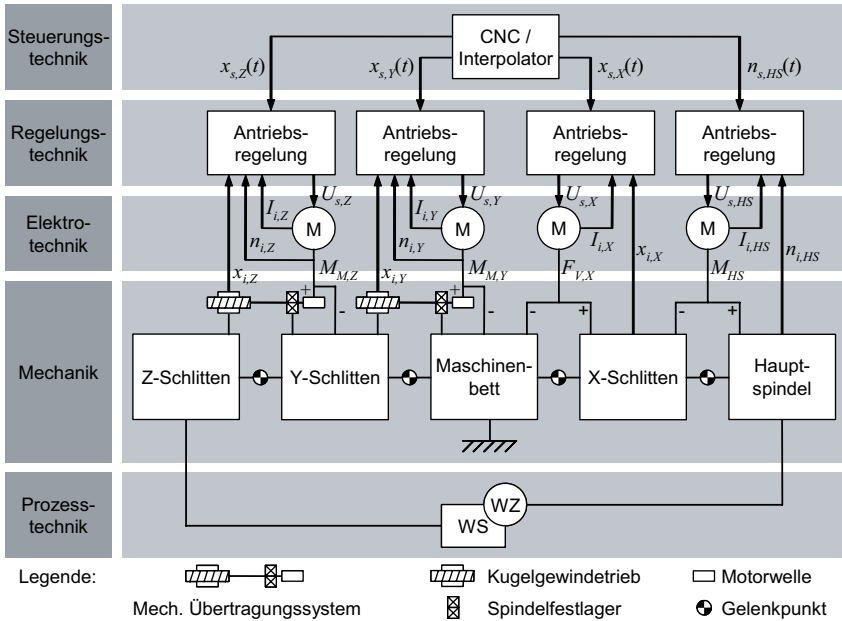


Bild 2: Wirkprinzip von CNC-gesteuerten Werkzeugmaschinen mit serieller Kinematik und lagegeregelten elektrischen Vorschubantrieben

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.

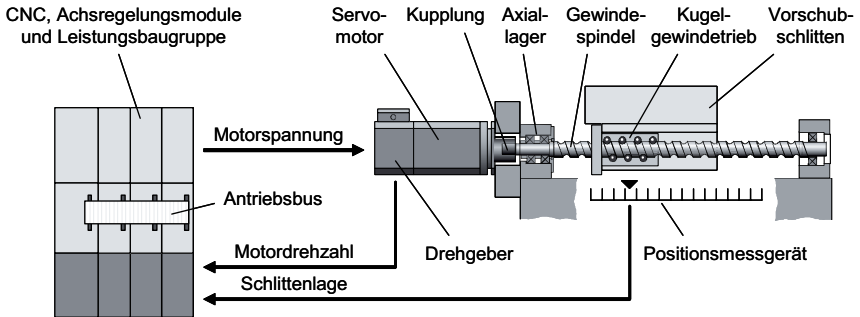


Bild 3: Aufbau eines CNC-gesteuerten elektromechanischen Vorschubantriebs

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).

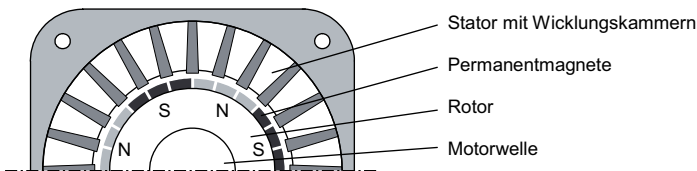


Bild 4: Halbquerschnitt eines permanenterregten Synchronmotors mit vier Polpaaren

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-

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.

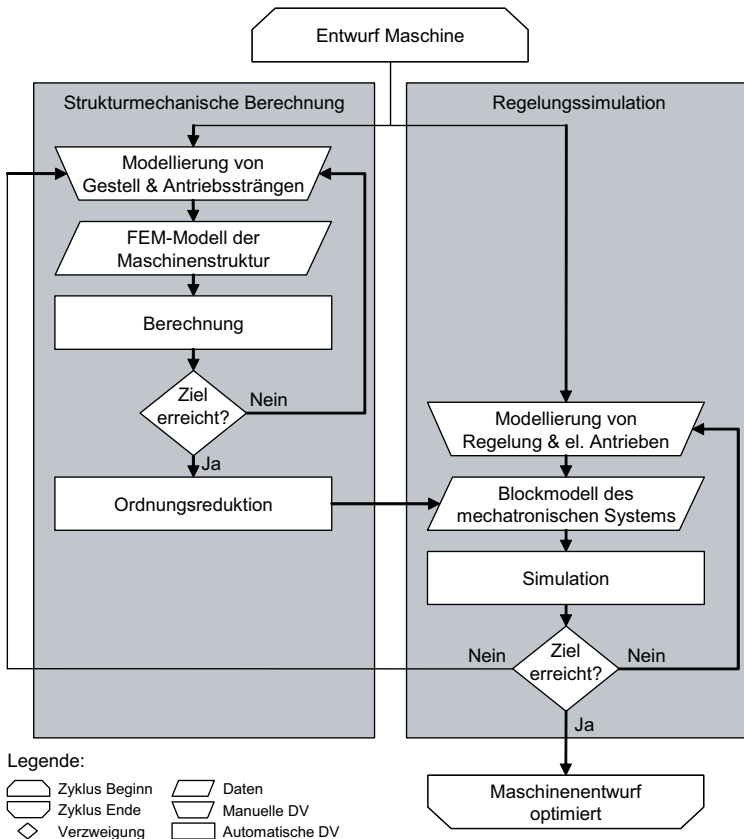


Bild 15: Strukturelle mechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen

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 Strukturodynamik, 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 Schwingungsmoden 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 ($D_{L,i} \approx 2-10\%$) 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):

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 Raumbfreiheitsgraden	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.

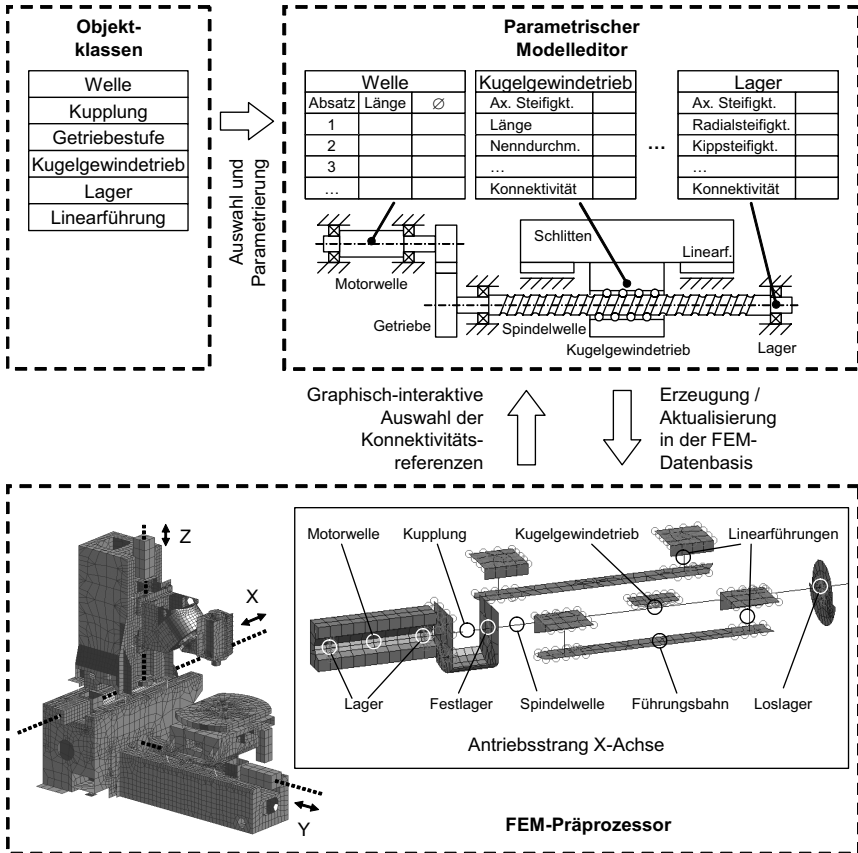


Bild 16: Arbeit mit Modellbausteinen in Verbindung mit konventionellen FEM-Programmsystemen

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.

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.

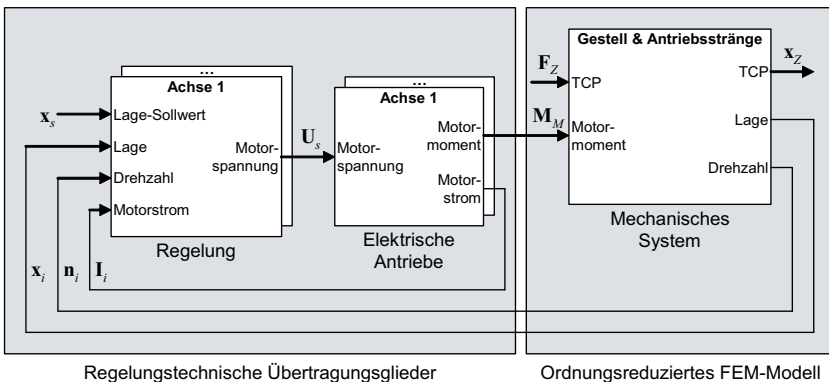


Bild 41: Oberste Hierarchieebene des mechatronischen Gesamtmodells

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 Steuerungsherstellers 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.

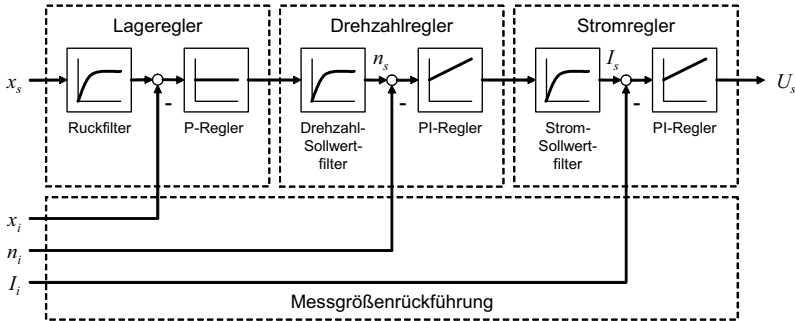


Bild 42: Vereinfachtes Modell einer kaskadierten Lageregelung

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.

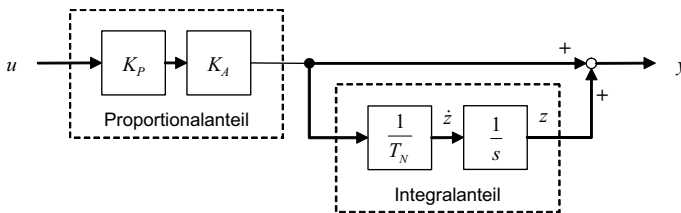


Bild 43: Blockschaltbild des PI-Reglers

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.

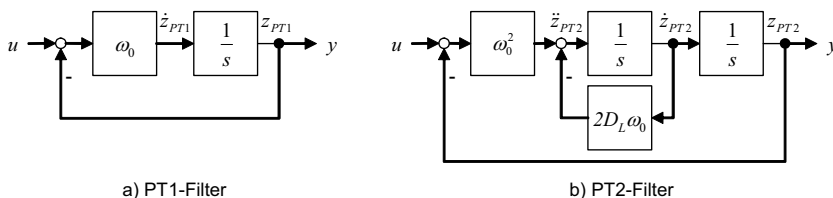


Bild 44: Tiefpassfilter

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.

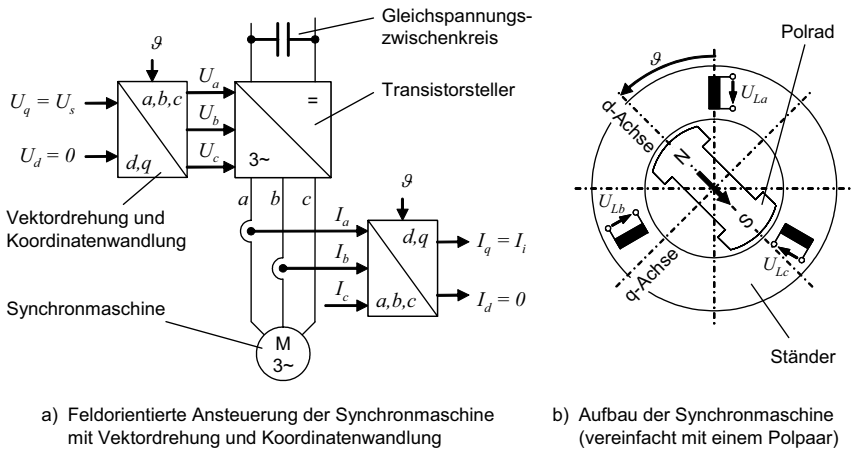


Bild 45: Ansteuerung und Aufbau der permanenterrregten Synchronmaschine

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:

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

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 Rollenlaufführungen 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

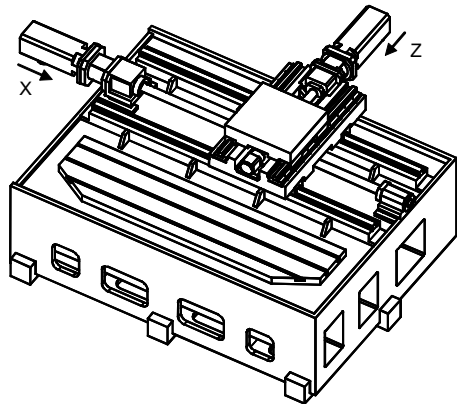


Bild 57: Antriebsversuchsstand und mechanische Parameter der X-Achse

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.

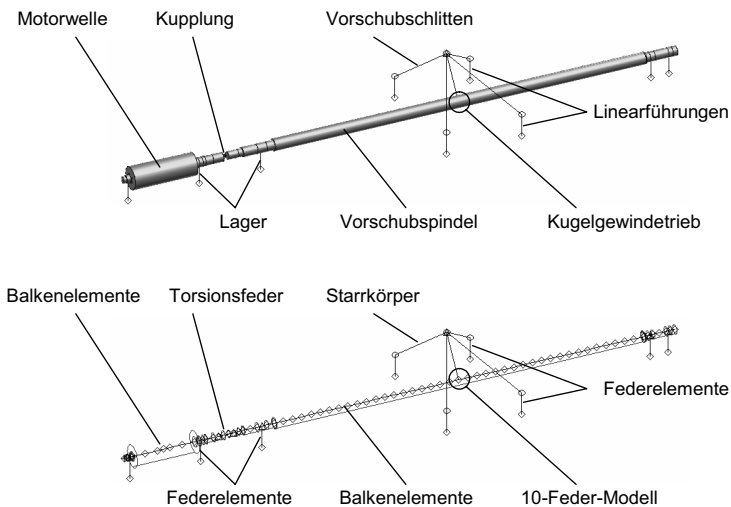


Bild 58: FEM-Modell des Antriebsstrangs

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.

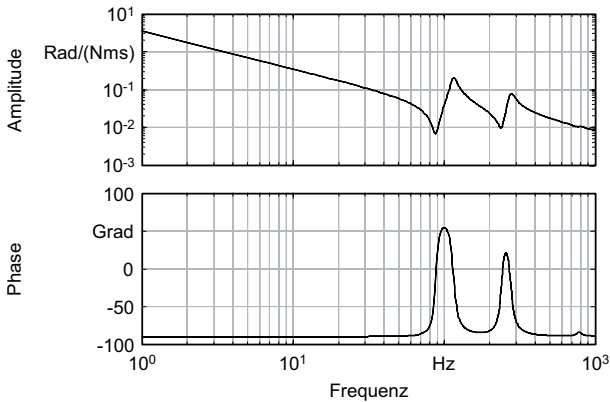


Bild 59: Mobilitätsfrequenzgang der Motorwelle mit Bezug auf das Motormoment

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 kollektives System (Abschnitt 5.6) dar, mit dem Motormoment als Eingangsgröße und der Motordrehzahl als Ausgangsgröße 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.

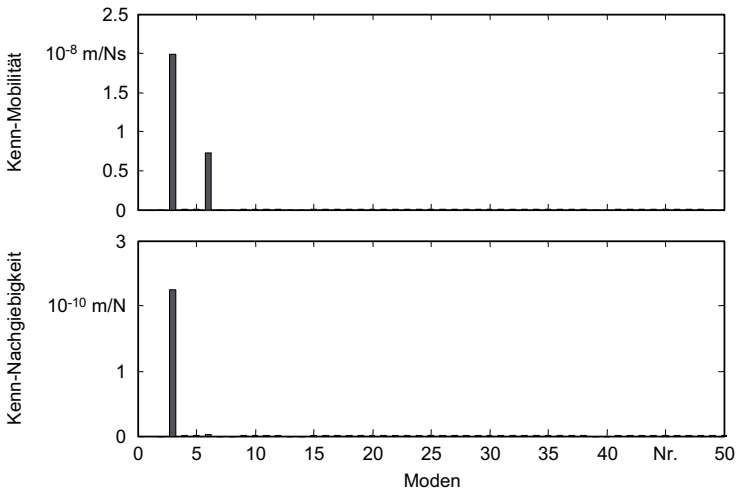


Bild 60: Dominanzindizes für die Übertragungspfade zwischen der Motorwelle und den Messorten der Drehzahl und der Position

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-

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.

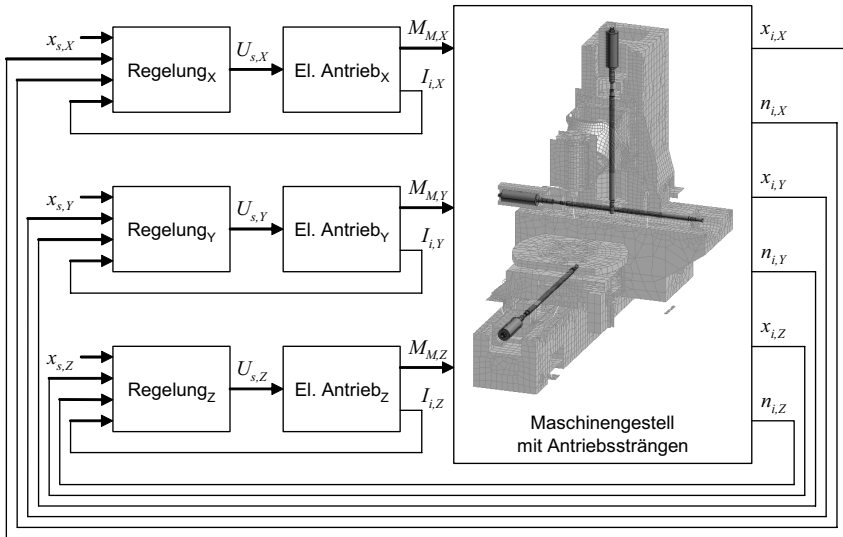


Bild 63: Mechatronisches Gesamtmodell des Bearbeitungszentrums

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).

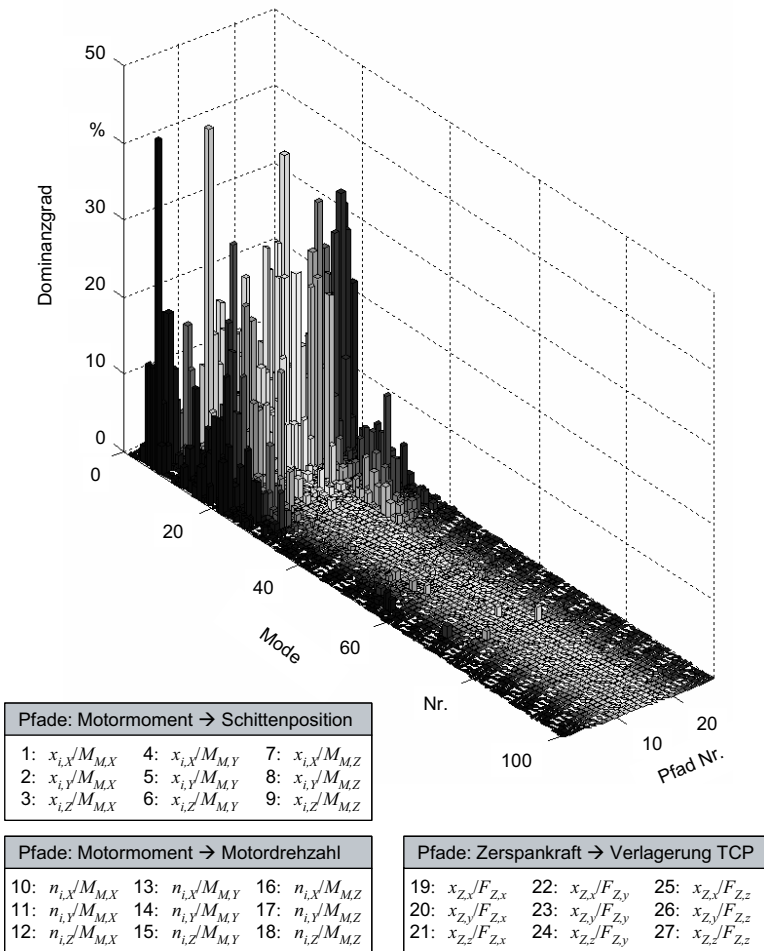


Bild 64: Dominanzmatrix der ersten 100 Moden in 27 Pfaden für das untersuchte Bearbeitungszentrum

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 Kreuzübertragungen 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.

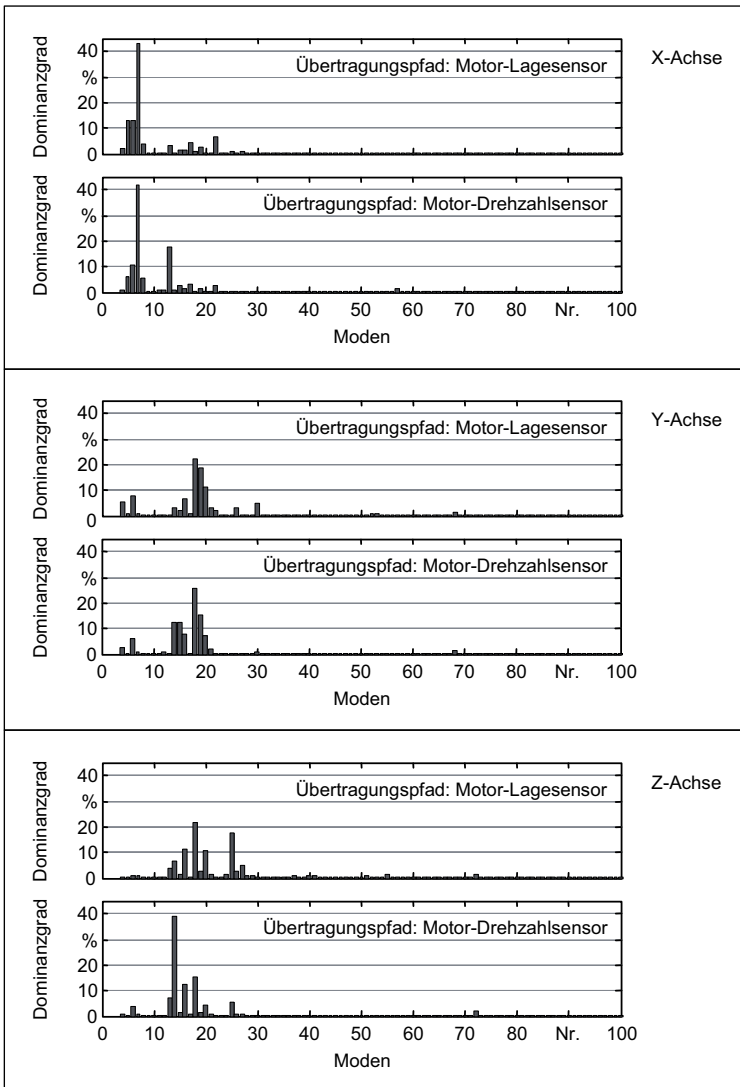


Bild 65: Dominanzprofile der Antriebsstränge des betrachteten Bearbeitungszentrums

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

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.

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

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 *Wisbacher, 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 *Pischeltrieder, 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 iwb

herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Gunther Reinhart und Prof. Dr.-Ing. Michael Zäh,
Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften
der Technischen Universität München

Forschungsberichte iwb 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