Knut Großmann

Die Entwicklung spanender Werkzeugmaschinen

Teil 1



Inhalt

Vo	prwort.			8		
0 Einführung						
	0.1	Def	inition und inhaltliche Abgrenzung	10		
	0.2	Kor	onstruktiver Entwicklungsprozess und Methodik			
	0.3 Werkz	Zer: zeugi	spanungsprozess, Grundaufbau und Hauptbaugruppen maschinen	spanender 16		
1	Hist	torie.				
	1.1	Zur	Geschichte der Werkzeugmaschine			
	1.1.	1	Antriebskraft			
	1.1.2 Bewegungsführung - Ist das ein üblicher Begriff?			31		
	1.1.	3	Schneidenwerkstoff	35		
	1.1.	4	Automatisierung	36		
	1.1.	5	Technologie	41		
	1.1.	6	Modularisierung			
	1.1.	7	Virtualisierung	49		
	1.2	Zu o	den Innovationsbereichen	50		
	1.2.	1	Innovationsbereich modular	52		
	1.2.	2	Innovationsbereich integrierend	52		
	1.2.	3	Innovationsbereich dynamisch	53		
	1.2.	4	Innovationsbereich intelligent	54		
	1.3	Zur	Geschichte der Entwicklungswerkzeuge	54		
	1.3.	1	Der Weg zum Papier	54		
	1.3.	2	Mit Rechenschieber und Reißbrett	56		
	1.3.	3	Prototyp und Nullserie	57		
	1.3.	4	Ziel Konstrukteursarbeitsplatz?	59		
	1.3.	5	CAD und FEM	60		
	1.3.	6	PC und Standardsoftware	61		
	1.3.	7	Maschinenuntersuchung und Abnahmewerkstück	62		

	1.3.8	.8 Mit Simulation zur Virtualisierung			
	1.3.9	Vern	etzung und Cloud	73	
2	Grundla	igen u	nd Beispiele zur Verhaltensanalyse und -bewertung	75	
2	2.1 Ver	halten	sbereiche und Bedeutung der Verhaltensermittlung	75	
	2.1.1	Geor	netrisch-kinematisches Verhalten		
	2.1.1.	1	Bedeutung und Wesen des statischen Verhaltens	79	
	2.1.1.2		Belastung durch Eigengewichte	80	
	2.1.1.	3 I	Belastung durch Prozesskräfte		
	2.1.1.	4 I	Belastung durch Spannkräfte	86	
	2.1.1.	5	Verformungsanalyse	87	
	2.1.2	Ther	misches Verhalten		
	2.1.2.	1	Bedeutung und Wesen des thermischen Verhaltens	95	
	2.1.2.	2 .	Temperatur- und Verformungsentstehung		
2.1.2.3		3 I	Entstehung der thermisch bedingten Werkstückfehler	108	
	2.1.2.4		Analyse des thermischen Verhaltens	116	
	2.1.2.	5 I	Reduzierung der thermisch bedingten Verlagerungen am TCP	118	
	2.1.3	Dyna	misches Verhalten	121	
	2.1.3.	1	Bedeutung und Wesen des dynamischen Verhaltens	121	
	2.1.3.	2	Fundamentschwingungen, Aufstellung und Isolation	123	
	2.1.3.	3	Unwuchtschwingungen	125	
2	2.2 Me	thoder	n der Verhaltensermittlung	128	
	2.2.1	Verh	ältnis von Messung und Berechnung	128	
	2.2.2	Mess	wertbasierte Verhaltensermittlung – reales Experiment	133	
	2.2.2.	1	Typische Experimente zur Kinematik	134	
	2.2	.2.1.1	Messausrüstung	134	
	2.2	.2.1.2	Klassische kinematische Prüfung	138	
	2.2	.2.1.3	Messungen mit dem Laserinterferometer	142	
	2.2	.2.1.4	Genauigkeit im Bewegungsraum	150	
	2.2	.2.1.5	Messungen mit dem Double-Ball-Bar	153	

2.2.2.1.6	Kalibrierung
2.2.2.1.7	Anmerkungen zum Genauigkeitsbegriff 161
2.2.2.2 1	ypische Experimente zur Statik 164
2.2.2.2.1	Messausrüstung 164
2.2.2.2.2	Verformungsmessung und -verarbeitung 165
2.2.2.2.3	Schwachstellenanalyse
2.2.2.2.4	Statische Zerspankraftmessung 179
2.2.2.3 1	ypische Experimente zur Thermik 181
2.2.2.3.1	Messausrüstung 181
2.2.2.3.2	Versuchsbedingungen für thermische Maschinenuntersuchungen 183
2.2.2.3.3	Wärmestrommessung184
2.2.2.3.4	Temperaturmessung 189
2.2.2.4 1	ypische Experimente zur Dynamik 192
2.2.2.4.1	Messausrüstung 192
2.2.2.4.2	Messung von Betriebsschwingungsformen 195
2.2.2.4.3	Ermittlung von Eigenfrequenz, Eigenschwingungsform und Dämpfung 197
2.2.2.4.4	Experimentelle Modalanalyse 205
2.2.2.4.5 Spindel	Messung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges an der rotierenden 211
2.2.2.4.6	Messung dynamischer Zerspankräfte 213
2.2.2.4.7	Identifizierung von Ratterschwingungen
2.2.3 Mode	Ilbasierte Verhaltensermittlung – virtuelles Experiment
2.2.3.1 E	Einführung in das Modellproblem
2.2.3.2 k	Kinematische Modelle
2.2.3.3 E	Belastungsmodelle
2.2.3.3.1	Statische Lastbeschreibung 226
2.2.3.3.2	Thermische Lastbeschreibung
2.2.3.3.3	Dynamische Lastbeschreibung 237
	/erformungsmodelle und _berechnung 241

2.2.3.4.1		4.1 Modelle mit konzentrierten Elementen	244
	2.2.3.	4.2 Modelle mit endlichen Elementen	248
	2.2.3.	4.3 Systemaufbau	253
	2.2.3.	4.4 Diskretisierung	256
	2.2.3.	4.5 Statischer Bereich	267
	2.2.3.	4.6 Thermischer Bereich	268
	2.2.3.	4.7 Frequenzbereich	279
	2.2.3.	4.8 Dämpfungsproblem	289
	2.2.3.	4.9 Zerspanungsstabilität	295
	2.2.3.	4.10 Zeitbereich	299
	2.2.	.3.4.10.1 Funktionalismus der objektorientierten Simulation	311
	2.2.	.3.4.10.2 Beispiele für Knoten, Elemente und Transformatoren	316
	2.2.	.3.4.10.3 Strukturveränderlichkeit	323
	2.2.	.3.4.10.4 Möglichkeiten und Beispiele für die Systemsimulation	323
2.3	Metho	oden der Verhaltensanalyse	333
2	2.3.1 B	ewertung	333
	2.3.1.1	Einzelne Kenngrößen eines Verhaltensbereiches	333
	2.3.1.2	Mehrere Kenngrößen eines Verhaltensbereiches	334
	2.3.1.3	Mehrere Kenngrößen aus verschiedenen Verhaltensbereichen	341
2	2.3.2 S	ensitivitätsanalyse	342
2	2.3.3 C	Optimierung	342
	2.3.3.1	Parameteroptimierung	344
	2.3.3.2	Topologieoptimierung	352
2.4	Metho	oden zur Effizienzsteigerung der Analyse	354
2	2.4.1 D	Design of Experiment	354
2	2.4.2 N	Iodellordnungsreduktion	354
	2.4.2.1	Modellordnungsreduktion in der Statik	355
2.4.2.2 2.4.2.3		Modellordnungsreduktion in der Thermik	356
		Modellordnungsreduktion in der Dynamik	359

3	Verzeichnis der Abkürzungen	360
4	Literaturverzeichnis	361

Titelblatt

M.C. Eschers Korbstuhl

Plotter 1993

Knut Großmann

Zur Person Knut Großmann

Im November 2016 schickte mir Knut Großmann einen USB-Stick mit fünfzehn Dateien. In einer zugehörigen email schrieb er unter anderem: *"Ich habe zu spät damit angefangen und nun reicht meine Zeit nicht mehr. Meine Tagesproduktion erreicht, trotz größter Anstrengung, 3 bis 5 Sätze oder ein einfaches Bild"*.

Er erwähnte nicht, dass ich seine Texte in irgendeiner Weise bearbeiten sollte. Vielleicht hoffte oder erwartete er es. Vielleicht war er sich auch sicher, dass ich es tun würde. Ich nehme an, er war es.

Wir waren seit Beginn unseres Studiums befreundet. Wir saßen zusammen im Hörsaal und in der Mensa, und wir wohnten zusammen - unter manchmal abenteuerlichen Verhältnissen. Wir verstanden einander. Er studierte Werkzeugmaschinen und ich Fördertechnik. Das Grundstudium absolvierten wir gemeinsam. Wir arbeiteten auch nach dem Studium beide an der TU Dresden, jeder in seinem Fach, jedoch ohne dabei die fachlichen Verbindungen zu verlieren.

Knut Großmann war begabt wie kaum ein anderer Student oder Kollege aus meinem Bekanntenkreis. Er hatte eine natürliche Begabung, die ihn auszeichnete. Sein Denken in allen naturwissenschaftlichen Fragen – natürlich auch in denen der Ingenieurwissenschaft – war von bestechender Klarheit. Er besaß die Gabe, kompliziert erscheinende Fragen auf das Einfache und Wesentliche zu reduzieren.

Nun, da ich den Stick hatte, begann ich, aus den Dateien einen geschlossenen Text anzufertigen. Wie es sich zeigte, war es sinnvoll, das Gesamtwerk in drei Teile zu gliedern.

Teil 1 ist als geschlossenes, fertiges Werk anzusehen.

Teil 2 und Teil 3 enthalten verschiedentlich Bilder, die ursprünglich ohne begleitenden Text waren. Für einige von ihnen konnten Beschreibungen ergänzt werden. Doch auch die Bilder ohne begleitenden Text sollten den interessierten Lesern nicht vorenthalten werden, da sie - wie fast alle seiner Darstellungen - reichlich mit Information versehen sind. Das Kapitel 10 *"Gestaltung, Dimensionierung, Analyse und Bewertung des Gesamtsystems*" in Teil 3 scheint jedoch vollständig zu sein.

Bleibt mir schließlich noch die Hoffnung, dass Knut Großmann mit der Bearbeitung einverstanden gewesen wäre und sein Werk den Lesern einen Gewinn bringt.

Berlin, Dezember 2016

Dr.-Ing. Konrad Voge

Vorwort

Werkzeugmaschinen zählen zu den bedeutendsten Sparten aller Maschinengattungen. Zum einen könnte ohne Werkzeugmaschinen (WZM) keine andere Maschine hergestellt werden. Zum anderen hängt von ihren Eigenschaften wie z. B. Fertigungsgenauigkeit, Antriebsdynamik, Automatisierungsgrad u.v.m. die Wirtschaftlichkeit der Produktion und damit der Erfolg eines Unternehmens ab.

Deutschland steht neben Japan an vorderster Front der WZM-Entwicklung und -Produktion.

In den deutschen Universitäten bzw. Technischen Hochschulen ist die Lehre und Forschung von Werkzeugmaschinen im Allgemeinen in den Fachbereichen der Fertigungs- und Produktionstechnik angesiedelt. Hier werden die für die Praxis, d. h. WZM-Industrie, so dringend benötigten Entwickler und Konstrukteure ausgebildet.

Werkzeugmaschinen von heute sind High-Tech Anlagen, die hohen physikalischen Ansprüchen aus den Bereichen der Mechanik, der Elektrik und Elektronik wie auch der Datenverarbeitung und Vernetzung genügen müssen. Entsprechend breit und gleichzeitig ausreichend tief müssen auch die Ausbildung in Form von Vorlesungen und Übungen sowie auch die Forschung an den Hochschulen betrieben werden.

In Deutschland wird diese Ausbildung an einer Reihe von Universitäten in ausgezeichneter Weise angeboten. Dazu zählt auch seit langer Zeit die TU- Dresden.

Mein Vorgänger, Prof. Opitz, und auch ich von der RWTH-Aachen pflegten eine enge Zusammenarbeit mit den Kollegen des Werkzeugmaschinen-Lehrstuhls in Dresden. Dieser Kontakt brach auch während des "Kalten Krieges" nicht ab. So waren bzw. sind mir die Professoren Berthold, Kretzschmar, Neugebauer und Großmann bestens bekannt. Bei Letztgenanntem war ich als externer Korreferent an seiner Habilitationsschrift mit beteiligt und das sogar noch vor der "Wende".

Ab 1994 übernahm Prof. Knut Großmann das Institut und den Lehrstuhl für Werkzeugmaschinen in Dresden. Seitdem wurde aus der Bekanntschaft eine enge Freundschaft, die über das rein Berufliche hinausging. Ich bewunderte stets seinen hohen analytischen Wissens-Hintergrund, komplexe physikalische Vorgänge zu erfassen und mathematisch zu beschreiben.

Knut Großmann hat sich vor allem intensiv mit den spanenden Werkzeugmaschinen in Forschung und Lehre auseinandergesetzt. Dabei ging es nicht nur um die Konstruktion, d. h. die Auslegung und Gestaltung der Maschinen, sondern auch um deren Steuerung und Antriebe sowie die messtechnische Beurteilung des Maschinenverhaltens unter Last. Neuartige Maschinenelemente und Antriebssysteme wurden von ihm und seinen Mitarbeitern entwickelt.

Sein umfangreiches Wissen und seine Erfahrungen, die er in den Vorlesungen an die Studenten weitergab, wollte er in Buchform zusammenstellen und veröffentlichen. Doch leider kam es nicht mehr dazu.

Die heimtückische Krankheit "ALS" befiel ihn. Sie entzog ihm nach und nach die Kraft zur Arbeit und zu einem normalen Leben. Bis kurz vor seinem Tod im Januar 2016 hatte er noch an dem Skript seines Vorlesungsbuches gearbeitet, das er jedoch leider nicht ganz zu Ende bringen konnte.

Um seine wertvollen Ausführungen und Darstellungen über "Die Entwicklung spanender Werkzeugmaschinen" der Nachwelt zu erhalten, bat er um eine Veröffentlichung im Internet, der wir gerne nachkommen.

Die meisten Kapitel sind von ihm fertig ausformuliert und mit entsprechenden Bildern versehen. Bei einigen Kapiteln aber hat er die Bilder fertiggestellt, jedoch fehlt der beschreibende Text dazu. Wie bei Prof. Großmann mit seinen angeborenen Vorlieben für Analytik und Systematik nicht anders zu erwarten war, sind die Bilder meist hoch informativ und für sich selbst sprechend.

Wir sind sicher, dass diese Veröffentlichung Studenten der Fertigungstechnik wie auch Praktikern aus der Werkzeugmaschinen-Industrie eine äußerst hilfreiche Informationsquelle ist.

Aachen, Dezember 2016

Berlin, Dezember 2016

Prof. Dr.-Ing. Manfred Weck

Dr.-Ing. Konrad Voge

0 Einführung

0.1 Definition und inhaltliche Abgrenzung

Genaugenommen ist der Begriff *Werkzeugmaschine* (WZM) nicht korrekt. Es müsste bei einer wörtlichen Übersetzung von *machine tool* – die Namensvergabe erfolgte in England, wo auch die ersten WZM gebaut wurden – richtiger *Maschinenwerkzeug* heißen. Das würde auch einleuchten, denn es handelt sich um ein *mechanisiertes Werkzeug*.

Bei Kienzle finden wir die folgende Definition für die Werkzeugmaschine:

"Eine Werkzeugmaschine ist eine Arbeitsmaschine, die ein Werkzeug am Werkstück unter gegenseitiger bestimmter Führung zur Wirkung bringt."

Diese Definition ist wohltuend allgemein und enthält keine Einschränkung bezüglich der Fertigungsverfahren und des Werkstückwerkstoffes. Ersetzen wir *Arbeitsmaschine* durch *mechanisierte Fertigungseinrichtung* und *gegenseitig bestimmter Führung* durch *vorgegebene Relativbewegung* sowie *Wirkung* durch *Form oder Veränderung*, so erhalten wir die in der DIN 69 651 niedergelegte Formulierung, wonach die *Werkzeugmaschine* definiert ist als mechanisierte und mehr oder weniger automatisierte Fertigungseinrichtung, die durch relative Bewegung zwischen Werkstück und Werkzeug eine vorgegebene Form oder Veränderung am Werkstück erzeugt.

Die Branche der deutschen Werkzeugmaschinenhersteller legt sich allerdings auf die Metallbearbeitung fest und so bezeichnet sich der Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e.V. (VDW) *als führender Wirtschaftsverband der Metallbearbeitung* (Homepages VDW). Dadurch sind die Fertigungseinrichtungen zur Bearbeitung von Stein, Holz oder Kunststoffen zwar nach der DIN-Definition Werkzeugmaschinen, aber in den Augen des Branchenverbandes nicht. Das mag historische Gründe haben, ist aber heute nicht mehr zu verstehen. Zum Beispiel sind die Parameter von HSC-tauglichen Werkzeugmaschinen (High Speed Cutting) und Holzbearbeitungsmaschinen nahezu identisch und der zunehmende Bearbeitungsbedarf an Werkstücken aus faserverstärkten Kunststoffen wird selbstverständlich auf Werkzeugmaschinen befriedigt.



Bild 0.1 Einteilung der Werkzeugmaschinen nach Fertigungsverfahren (DIN 69 651)

Auch die Einteilung der Werkzeugmaschinen nach den Fertigungsverfahren (DIN 8580), wie sie in der DIN 69 651 zu finden ist, siehe Bild 0.1, bedarf einer Aktualisierung. Es ist nicht damit getan, mit *Mehrmaschinensystemen* und *für mehrere Verfahren*, einfach noch zwei Arten hinzuzufügen.

Die *spanenden Werkzeugmaschinen* sind unter den WZM zum Trennen angesiedelt, Bild 0.2. Sie werden unterschieden in solche, die Werkzeuge *mit geometrisch bestimmter Schneide* und solche *mit geometrisch unbestimmter Schneide* verwenden.



Bild 0.2 Einteilung der Werkzeugmaschinen zum Trennen (DIN 69 651)

Ausgehend von der Definition der Werkzeugmaschine können wir die Grundaufgabe einer spanenden Werkzeugmaschine formulieren. Sie besteht in der *Realisierung einer Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeugschneide* mit definierter Geschwindigkeit auf definierten räumlichen Bahnen, mit dem Ziel, durch das Abtrennen des auf der Bewegungsbahn der Werkzeugschneide befindliche Werkstückmaterials *eine vorgegebene geometrische Gestalt des Werkstückes zu erzeugen.*

Von der Vielzahl spanender Werkzeugmaschinen sollen hier nur die betrachtet werden, bei denen Werkzeuge mit geometrisch bestimmter Schneide zum Einsatz kommen. Damit fallen Schleif-, Hon- und Läppmaschinen heraus. Aber auch Bohr- und Hobelmaschinen sowie Spezialmaschinen, wie Räum- und Wälzfräsmaschinen, sollen hier nicht näher behandelt werden.

Generell ist hier nicht der Platz für eine Maschinenkunde, dafür gibt es bereits sehr gute Zusammenstellungen [1]. Gemäß des Buchtitels wollen wir uns methodisch mit dem konstruktiven Entwicklungsprozess von Werkzeugmaschinen beschäftigen. Also, Antworten auf die Fragen geben, *Wie* müssen wir vorgehen und *Was* müssen wir tun, damit wir eine, die Anforderungen möglichst optimal erfüllende Werkzeugmaschine erhalten? Bei dieser Fragestellung hängt alles von den Anforderungen ab, weshalb wir uns mit dieser Thematik etwas ausführlicher beschäftigen wollen. Um nicht am Ende *alles über Nichts zu wissen*, müssen wir selbstverständlich zur Demonstration der Entwicklungs-Methodik konkrete Beispiele bemühen. Dazu benutzen wir hauptsächlich den Dreh- und Fräsprozess. Bereits an der Gliederungsreihenfolge der Hauptbaugruppen ist erkenntlich, dass die Gestaltungsreihenfolge zugrunde gelegt ist. Und das hat zur Folge, dass eben nicht, wie in den meisten Fachbüchern und Vorlesungsskripten, mit dem Gestell begonnen wird.

Der Begriff *Entwicklung* umfasst zwei Interpretationsmöglichkeiten. *Entwicklung* im Sinne von *Evolution* und *Entwicklung* im Sinne von *Kreation*. Die vorliegende Arbeit bezieht sich auf Entwicklung im Sinne von *Kreation*. Trotzdem sollen unter dem Aspekt der *Evolution* die Innovationen in der Historie der Werkzeugmaschine und die qualitativen Phasen in der Historie der Entwicklungswerkzeuge vorangestellt werden. Das ermöglicht, Zusammenhänge und Abhängigkeiten sowie Ursache-Wirkungs-Ketten aufzuzeigen und durch methodische Übertragung für künftige Entwicklungen nutzbar zu machen. Zur Geschichte der Werkzeugmaschine existiert eine hervorragende Publikation [2] als ausführliche und detaillierte kulturgeschichtliche Betrachtung.

Die Darstellungen zum Verhalten der Werkzeugmaschine sind in einem gesonderten Kapitel und aus der Sicht der experimentellen und modellgestützten Ermittlung beschrieben und in die Verhaltensbereiche des *geometrisch-kinematischen Verhaltens*, *statischen Verhaltens*, *thermischen Verhaltens* sowie *dynamischen Verhaltens* gegliedert.

Die Darstellungen zu den Hauptbaugruppen *Haupt- und Vorschubantriebe, Spannsysteme, Steuerung* und *Gestell* sind eher systematisierend und an begrenzten Beispielen auf die Vorgehensweise sowie die Grundlagen und Zusammenhänge orientiert. Auch hierzu existieren hervorragend umfassende und im Detail beschreibende und erklärende Fachbücher [3]. In



Bild 0.3 ist die inhaltliche Abgrenzung schematisch zusammengefasst.

Bild 0.3 Inhaltliche Abgrenzung

0.2 Konstruktiver Entwicklungsprozess und Methodik

Es existiert eine große Zahl von Darstellungen zum Konstruktiven Entwicklungsprozess (KEP). Die Mehrzahl der konventionellen, "mechanischen" Konstrukteure beruft sich dabei auf den Ablauf der Richtlinie VDI 2221 "Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte" (VDI-Verlag, Düsseldorf, Mai 1993), wie er in Bild 0.4 dargestellt ist.



Bild 0.4 "Methodik zum Entwickeln und Konstruieren technischer Systeme und Produkte" (Richtlinie VDI 2221)

Diese Richtlinie orientiert sich an der klassischen "Mechanik-Konstruktion" und zeigt weder die Verbindung zu Test und Überprüfung noch zur Steuerungsentwicklung. Gerade letzteres ist aber von großer Bedeutung, da heute die Software wesentliche Teile der Funktionserfüllung übernimmt oder zumindest daran beteiligt ist. In der Praxis wird häufig noch immer nach dem Motto gearbeitet, *der Konstrukteur gestaltet das Eisen, dann kommt der Steuerungs-spezialist und haucht dem toten Leben ein.* Diese Arbeitsweise ist nicht nur der Grund für lange Implementations- und Testzeiten sondern auch für einen unübersichtlichen und wenig

flexiblen Steuerungscode sowie gegenseitige Schuldzuweisungen zwischen Konstrukteur und E-Techniker im Fehlerfall.

Ein – in der Verallgemeinerung – nicht grundlegend anderer Ansatz kommt aus der Informatik. Es handelt sich um das sogenannte *V-Modell, ein (standardisiertes) Vorgehensmodell zur Softwareentwicklung.* Während die VDI-Richtlinie mit ihren Phasen *Planen, Konzipieren, Entwerfen* und *Ausarbeiten,* bei der "reinen" Konstruktion verbleibt, bezieht das V-Modell der "Softwarekonstruktion" den Test mit ein, wie Bild 0.5 ausweist.



Bild 0.5 V-Modell für die Softwareentwicklung

In der Mechatronik werden technische Systeme entwickelt, die über mechanische, elektrische und informationsverarbeitende Komponenten verfügen. Der Entwicklungsablauf muss also die gegenseitige Abhängigkeit der "Hardware"- und Softwarekomponenten in den Funktionsmodulen berücksichtigen. Bild 0.6 zeigt einen derartigen, allerdings lediglich formalen, Versuch aus der Kraftfahrzeugentwicklung.

Da die Werkzeugmaschine ein mechatronisches System darstellt (wahrscheinlich das älteste überhaupt), müssen wir bei ihrer Entwicklung mindestens den Inhalt eines V-Modells zugrunde legen und besonders die Subsystem- und Komponentenebene weiter auflösen sowie auf der Systemebene die Bewertung konkreter gestalten.

Generell fehlt bei vielen Ansätzen die Funktionsorientierung. Schließlich entwickeln wir weder Geometrie, noch gestalten wir Material oder Elektrik oder Programme. Wir entwickeln und realisieren Funktionalität!



Bild 0.6 V -Modell für die Fahrzeugentwicklung (Lehrstuhl KFZ-Technik, TU Dresden)

Methodisch wollen wir mit einer konsequent funktionsorientierten Herangehensweise den KEP der Werkzeugmaschine beschreiben. Dabei bilden wir aus der Bearbeitungsaufgabe (Werkstück, Prozess, Werkzeug) die Anforderungen und leiten daraus erforderliche Funktionen für das System *Werkzeugmaschine* ab. Diese Funktionen untergliedern wir in Teilfunktionen, die den *Hauptbaugruppen* zugewiesen werden. Schließlich verfolgen wir die Funktionsstruktur bis zu den Elementarfunktionen der *Komponenten*. Dieses Vorgehen ist schematisch in Bild 0.7 dargestellt.

Generell gilt, dass die Bilder zumeist eine eigene Aussage haben und im Text nicht nochmal ausführlich beschrieben sind. Hier wird auf die aktive Wissensaneignung der Leser gesetzt. So verhält es sich auch mit den Beispielrechnungen. Die Lösungen werden nicht extra erläutert und müssen erarbeitet werden. Für viele Dimensionierungs- und Gestaltungsaufgaben werden heute Rechnerprogramme eingesetzt. Es ist daher Absicht, wo immer es sich anbietet, bewusst zu vereinfachen um die Zusammenhänge deutlich werden zu lassen.

Wenn wir für die einzelnen Hauptbaugruppen konkrete Gestaltungen und Auslegungsgrundlagen betrachten, soll es dabei nicht um Vollständigkeit gehen sondern um Beispielhaftigkeit. Bei der rasanten technischen Entwicklung unserer Zeit wäre eine Arbeit, die Vollständigkeit anstrebt, schnell veraltet. Deshalb wollen wir das Augenmerk mehr auf Prinzipien, Methoden, Vorgehensweisen und Sichten legen und wenn wir zur Demonstration Konkretisierung benötigen, dann wollen wir das als ein Beispiel nehmen.





Die Vorgehensweisen und Beziehungen für die Dimensionierung sind zumeist den umfangreichen Beispielaufgaben zu entnehmen. Die Lösungen sind absichtlich mit verschiedenen "Handschriften" geschrieben, um so die Vielgestaltigkeit der Lösungsdarstellungen zu demonstrieren. Durchgängig wird die Entwicklung einer Demonstrationsmaschine verfolgt.

0.3 Zerspanungsprozess, Grundaufbau und Hauptbaugruppen spanender Werkzeugmaschinen

Für das Verständnis der Kapitel über die Historie der Werkzeugmaschine und ihr Verhalten, ist es angeraten, ein Mindestmaß über den Zerspanungsprozess, den Grundaufbau und die Hauptbaugruppen der WZM zu wissen. Diesem Anliegen sollen die folgenden Ausführungen dienen.

Zerspanungsprozess

Beim *Drehen* wird das Werkstück in die Arbeitspindel gespannt und führt die Hauptschnittbewegung aus. Bild 0.8 veranschaulicht die Spannarten für das Werkstück, die je nach Länge und Schlankheitsgrad des Werkstücks zur Anwendung kommen.



Planscheibe mit Mitnehmer Lünette zum Stützen

Bild 0.8 Werkstückspannarten beim Drehen

Die Darstellungen von Bild 0.9 zeigen mit dem Plan-, Längs- und Profil- bzw. Konturdrehen wesentliche Verfahren, die auf der Drehmaschine ausführbar sind.



- *b*: Breite des Spanungsquerschnittes (Spanungsbreite),
- h: Dicke des Spanungsquerschnittes (Spanungsdicke),
- *f*: Vorschub je Umdrehung,
- κ: Einstellwinkel,
- a_p : Tiefe des Werkzeugeingriffes senkrecht zur Arbeitsebene (Schnitttiefe),
- a_e : Größe des Werkzeugeingriffes in er Arbeitsebene senkrecht zur Vorschubrich tung (Arbeitseingriff)

Bild 0.9 Prozessgrößen beim Drehen

Das Werkstück rotiert mit der Spindeldrehzahl n_{Sp} und stellt über den Drehdurchmesser d_{Wst} die Schnittgeschwindigkeit zur Verfügung, entsprechen wird aus dem Drehmoment die

Schnittkraft. Der Planvorschub f_x und der Längsvorschub f_z bewegen das Werkzeug – den Drehmeißel – translatorisch mit den zugeordneten Vorschubgeschwindigkeiten. Am Spanungsquerschnitt A_{span} sind die wesentlichen Eingriffsgrößen dargestellt.

In Bild 0.10 sind schematisch die Verhältnisse beim *Fräsen* gezeigt. Das Werkzeug wird in die Arbeitsspindel gespannt und führt so die Hauptschnittbewegung aus. Abhängig von der Konsruktionsform kann es zusätzlich auch Vorschubbewegungen ausführen. Am Beispiel eines Messerkopfes sind das Stirn- und Umfangsfräsen im Gleich- und Gegenlauf dargestellt.



Bild 0.10 Prozessgrößen beim Fräsen

Die Prozesskräfte sind, stellvertretend für das Drehen, in Bild 0.11 gezeigt. Die Zerspankraft F ergibt sich aus dem Orthogonalsystem ihrer Komponenten, der Schnittkraft F_c , der Vorschubkraft F_f und der Passivkraft F_p .



Bild 0.11 Prozesskräfte

Die Prozesskräfte treten an der Wirkstelle, dem Schneideneingriff an Werkstück und Werkzeug (Aktions- und Reaktionskraft) auf. Für das Drehen müssen auf der WZ-Seite alle Komponenten von der Werkzeugspannung aufgenommen werden. Zusätzlich muss von der Vorschubachse die Vorschubkraft aufgebracht werden. Auf der WSt-Seite müssen alle Komponenten von der Werkstückspannung aufgenommen werden. Zusätzlich muss der Hauptspindelantrieb ein Moment zur Verfügung stellen mit dem es möglich ist, die

Schnittkraft aufzubringen. Für Dreh- und Fräsmaschinen mittlerer Baugröße liegen die Zerspankraftkomponenten etwa in einer Größenordnung von 10 kN.

Grundaufbau

Zunächst ist mit Bild 0.12 die Wirkstruktur mit der funktionellen Verflechtung der Hauptbaugruppen gezeigt. *WZ* (Werkzeug) und *WSt* (Werkstück) realisieren mit ihrer Relativbewegung den *Prozess* (Zerspanung).



Bild 0.12 Wirkstruktur und Hauptkomponenten einer spanenden Werkzeugmaschine

Das WZ wird, bei der Bohr- und Fräsmaschine, mit der *Werkzeugspannung* in der *Spindel* aufgenommen und gehalten. Über *Antriebselemente*, wie Kupplungen und Getriebe, vom *Regelantrieb* rotatorisch angetrieben, folgt die Spindel den Vorgaben der *Bewegungssteuerung* zur Ausführung der Hauptschnittbewegung. Die *Arbeitsspindel* ist am *Maschinengestell* so gelagert, dass sie die erforderlichen Drehbewegungen ausführen kann. Das WSt wird mit der *Werkstückspannung* auf dem *Schlitten* (Tisch) festgehalten. Der Schlitten wird über *Antriebselemente*, wie Riementrieb und Kugelgewindetrieb, vom Regelantrieb translatorisch angetrieben und folgt so den Vorgaben der Bewegungssteuerung zur Ausführung der Vorschubbewegungen. Über die *Führungen* werden die Vorschubachsen mit den Baugruppen der Bewegungsbasis des Maschinengestells translatorisch beweglich verbunden. Das Gestell wiederum ist mit speziellen Elementen der *Aufstellung* auf dem Hallenboden oder einem Fundament fixiert.

Damit ist schematisch der allgemeine Grundaufbau der Werkzeugmaschine dargestellt. Bild 0.13 zeigt an typischen Werkzeugmaschinenstrukturen von Dreh- und Fräsmaschinen die kurz in ihrer funktionellen Zuordnung beschriebenen Hauptbaugruppen.



Bild 0.13 Prinzipieller Aufbau von Werkzeugmaschinen zur spanenden Bearbeitung

In Bild 0.14, Bild 0.15 und Bild 0.16 sind den schematischen Darstellungen entsprechende konkrete Maschinen zugeordnet.



Bild 0.14 Flachbett-Universal-Drehmaschine



Bild 0.15 Einständer-Horizontal-Fräsmaschine





Hauptbaugruppen

Als Hauptbaugruppen sollen entsprechend

- der Hauptantrieb mit der Hauptspindel (Arbeitsspindel) und ihrer Lagerung
- die Vorschubantriebe mit den Führungen,
- die Gestellbaugruppen und
- die Steuerungbetrachtet und folgend kurz charakterisiert werden.

Hauptantrieb mit der Hauptspindel und ihrer Lagerung

Der Hauptantrieb stellt über das Spindelmoment M_{Sp} und den Werkzeugdurchmesser d_{Wz} die Schnittkraft

$$F_c = M_{Sp}/d_{Wz} \tag{0.1}$$

und über die Drehzahl n_{Sp} und den Werkzeugdurchmesser die Schnittgeschwindigkeit

$$v_c = \pi * n_{Sp} * d_{Wz}$$

(0.2)

an der Werkzeugschneide zur Verfügung. Zur technologischen Anpassung von Schnittkraft und -geschwindigkeit an die Bearbeitungsaufgabe ist ein Getriebe zur gestuften Verstellung bzw. ein stufenlos verstellbarer Regelantrieb notwendig. In Bild 0.13 sind typische Hauptantriebe gezeigt.



gestufter Antrieb für konventionelle Fräsmaschine



Drehzahlgeregelter Antrieb für NC-Drehmaschine



Motorspindel für HSC-Fräszentrum

Bild 0.17 Beispiele für Hauptantriebe von Werkzeugmaschinen

Man sieht deutlich, wie der Hauptantrieb im Laufe der Zeit kompakter wird. Zunächst verschwindet, mit dem Einzug des stufenlos regelbaren Motors, das Getriebe. Dann wird auch noch der Motor in die Spindel integriert.



Bild 0.18 Kenngrößen und Komponenten von Hauptantrieben für WZM

Die Leistungs-, Momenten- und Drehzahlübertragung des Hauptantriebes vom E-Motor durch das Getriebe bis zur Arbeitsspindel und damit das Funktionsschema sowie einige Kenngrößen sind in Bild 0.18 angegeben.



Bild 0.19 Beispiel einer Arbeitsspindel für eine Fräsmaschine

Bild 0.19 zeigt am Beispiel einer Frässpindel die konkrete Ausführung der WZ-Aufnahme und Spannung, die Momenteneinleitung sowie die Lagerung, Schmierung und Dichtung.



Vorschubantriebe mit den Führungen

Bild 0.20 5-Achs-Vertikal-Fräsmaschine

In Bild 0.20 ist eine 5-Achs-Vertikal-Fräsmaschine dargestellt, sie ermöglicht eine 5-Seiten-Bearbeitung des Werkstücks in einer Aufspannung sowie die Bearbeitung von Freiformoberflächen. Die Maschine besitzt drei orthogonale translatorische Vorschubachsen (X-, Y- und Z-Achse) auf der WZ Seite sowie zwei rotatorische Vorschubachsen (Dreh- und Schwenkachse) auf der WZ-Seite.





Die translatorischen Vorschubachsen mit Kugelgewindetrieb (KGT) haben einen Aufbau wie er in Bild 0.21 gezeigt ist.

Der Motor liefert ein Moment

$$M_A \sim (x_{Soll} - x_{Ist}) * K_v \tag{0.3}$$

und Riementrieb sowie Kugelgewindetrieb wandeln das Moment in eine Antriebskraft

$$F_A = (i_G / (h_{KGT} / 2\pi)) * M_A \tag{0.4}$$

Die Antriebskraft muss die Belastungt aus Reibung und Prozesskraft überwinden und in der Lage sein, die Massen zu beschleunigen. Die Vorschubachsen verfügen über eine Lageregelung, d.h. die Steuerung gibt die Lage (Position, Weg) vor (Lagesollwert: x_{Soll}) und der Antrieb versucht die Differenz zwischen der Vorgabe und der aktuell gemessenen Lage (Lageistwert: x_{Ist}) zu Null zu machen. Bild 0.22 zeigt das Funktionsschema des Standardantriebs mit Kugelgewindetrieb und Kenngrößen für alternative Vorschubsysteme (Standardausführung mit Kugelgewindetrieb, Ritzel-Zahnstangen-Trieb und Lineardirektantrieb).



Bild 0.22 Kenngrößen und Komponenten von Vorschubantrieben für WZM

Gestellbaugruppen

Das Gestell nimmt die Gewichts-, Prozess-, Spann- und Antriebskräfte auf und leitet sie weiter. Da es gleichzeitig Führungs- und damit Genauigkeitsbasis ist, müssen die Gestellbauteile in der Regel steif ausgelegt und kraftflussgerecht gestaltet sein. Man kann die Gestellbaugruppen in Baugruppen der Bewegungsbasis und bewegte Baugruppen unterscheiden. Dementsprechend gelten unterschiedliche Gestaltungsanforderungen. Beispielsweise spielt die Masse bei den Baugruppen der Bewegungsbasis kaum eine Rolle, während sie bei den bewegten Baugruppen zu minimieren ist. Mit Bild 0.23 sind für beide Arten von Gestellbaugruppen Beispiele gezeigt.



Bild 0.23 Beispiele für Gestellbaugruppen von Werkzeugmaschinen

Einige Kenngrößen für die Baugruppenarten des Gestells und das vereinfachte Funktionsschema finden sich in Bild 0.24.



Bild 0.24 Kenngrößen und Komponenten von Gestellstrukturen für WZM

Da die Kenngrößen stark von der Baugröße abhängen und diese von den Maschinen zur Mikrobearbeitung bis hin zu den Maschinen zur Großteilbearbeitung extrem variieren, sind die Größen in weiten Bereichen angegeben. Das Funktionsschema symbolisiert den Kraftfluss (F) von den WZ- und WSt-Trägern bis zur Aufstellung und rückwärts die Verformungen (Δx) und ihre Transformation (T) zum TCP (Werkzeugeingriffspunkt – Tool Center Point).



Steuerung

Vereinfachte Werkzeugmaschinen-Steuerungsstruktur und -funktionalität Bild 0.25

Die Werkzeugmaschinen-Steuerung hat im Wesentlichen zwei Hauptaufgaben, einerseits die Realisierung der Relativbewegung zwischen WZ und WSt für die definierte Spanabnahme am WSt sowie andererseits die bearbeitungsgerechte Zuordnung und Ausführung der Schaltvorgänge und Hilfsprozesse. Entsprechend unterscheidet man die Bewegungs-Steuerung von der Funktions- und Ablauf-Steuerung, Bild 0.25.

Die Bewegungssteuerung setzt die, im Werkstück-Koordinatensystem beschriebene, Geometrie der geplanten Werkstückbearbeitung in, durch Interpolation fein aufgelöste, Bewegungsvorgaben im Maschinen-Koordinatensystem (Lagesollwerte), um. Die Lagesollwerte werden an die lagegeregelten Antriebe ausgegeben, die entsprechende Stellbewegungen ausführen, um die ständig gemessenen Lageistwerte an die -sollwerte heranzuführen.

Die Funktions- und Ablauf-Steuerung, auch Anpaßsteuerung genannt, reagiert zyklisch auf Änderungen der von den Sensoren (Taster, Endschalter, Druck- und Temperaturgeber, ...) aktualisierten Eingangs-Signalen, indem die Eingangs-Signale in der Steuerung ausgewertet, neue Ausgangs-Signale gebildet und an die Aktoren (Motoren, Magnete, Ventile, Lampen, ...) ausgegeben werden.

Bild 0.26 enthält einige leistungsbeschreibende Kenngrößen und sowie das vereinfachte Funktionsschema der heutigen Werkzeugmaschinensteuerungen.

Kenngrößen	Funktions	Funktionssteuerung (SPS)		Bewegungssteuerung (NC)	
Programmlänge [10	³ AW]	3 30	> 100	Aktualisierg. Bed	ienoberfl.funkt. [ms]
Wortlänge [bit]	-	32, 64	5	Satzverarbeitung	gszeit [ms]
Zykluszeit [ms]		0,3 3	1	Interpolatortakt	ms]
Verarbeitungszeit [ms/10 ³ AW]	0,1 0,3	0,25	Lagereglertakt [n	ns]



Bild 0.26 Kenngrößen und Komponenten von Steuerungen für WZM

1 Historie

1.1 Zur Geschichte der Werkzeugmaschine

Herstellung und Gebrauch von Werkzeugen gehören zu den Merkmalen, die den Menschen von der Tierwelt unterscheiden. Insofern kann es nicht verwundern, dass aus prähistorischen Zeiten Zeugnisse vom Werkzeugeinsatz vorliegen. Wir wollen hier die qualitativen Entwicklungsphasen des Gebrauchs der Werkzeuge verfolgen, die "Geburt" der Werkzeugmaschine einordnen und die Treiber ihrer Weiterentwicklung ausmachen.

Wenn wir die Entwicklungstreiber identifizieren wollen, müssen wir fragen, warum überhaupt Entwicklung stattfindet. Wie in Bild 1.1 dargestellt, gibt es prinzipiell zwei Gründe für Entwicklung in der Produktionstechnik. Zum einen ist dies neue Produkte zu ermöglichen, zum anderen geht es darum die Wirtschaftlichkeit zu steigern.





1.1.1 Antriebskraft

Selbstverständlich kann man mit der Darstellung aus Bild 1.3 nicht von einer Werkzeugmaschine sprechen. Dennoch zeigt das Bild mehr als nur ein *manuell betriebenes Werkzeug*. Als erstes entdecken wir eine Kurbel zur Einleitung des Drehmomentes. Die zwei angebundenen Steine übernehmen zwei Funktionen. Einerseits sorgen sie mit ihrem Gewicht für eine Vorschubkraft beim Bohren, andererseits sind sie in der Lage durch ihre Trägheit als Energiespeicher für die Drehbewegung zu dienen. Wir haben damit eine urzeitliche Antriebsbaugruppe vor uns. Der Baugruppencharakter wird verstärkt durch eine Schnittstelle zum eigentlichen Werkzeug. Die deutlich zu erkennende Werkzeugaufnahme ermöglicht den Austausch eines verschlissenen Werkzeuges bei Wiederverwendung der Antriebsbaugruppe.





Bild 1.2 Fiedelbohrer, 2560 v Ch [2]

Bild 1.3 Bohrwerkzeug mit Schwungmassen [2]

Der Fiedelbohrer von Bild 1.2 zeigt uns eine andere Art Antriebsbaugruppe. Diese verfügt über eine Getriebekinematik zur Umwandlung einer hin und her gehenden Translation in eine Rotation und ermöglicht so hohe Drehzahlen.



Bild 1.4 Vertikalbohrmaschine mit Pferdeantrieb, 1496 [2]

Auf die Phase der ausschließlich menschlichen Antriebskraft folgt die Nutzung von *Tieren* und *Naturkräften*, hauptsächlich für die Hauptschnittbewegung. Während die menschliche und tierische Antriebskraft physisch begrenzt ist, sind die Naturkräfte vom Ort beziehungsweise vom Wetter abhängig. Bild 1.4 stellt eine Senkrechtbohrmaschine mit Pferdeantrieb dar. Der hölzerne

Gestellaufbau weist alle Merkmale einer Zweiständer-Portalmaschine mit Querträger auf.

In Bild 1.5 ist eine Waagerechtbohrmaschine mit Wasserantrieb gezeigt. Der Mechanismus verfügt über ein Getriebe zur Momenten- und Drehzahlanpassung sowie über einen mechanisierten Bohrvorschub und eine Werkzeugführung.

Mit der *Dampfmaschine* stand ab Mitte des 19. Jahrhundert eine von physischer Begrenzung sowie von Wetter und Aufstellort unabhängige Antriebskraft zur Verfügung.



Bild 1.5 Horizontalbohrmaschine mit Wasserantrieb, 1796 [2]

Gleichzeitig konnten wesentlich größere Antriebskräfte aufgebracht werden, sodass weder die hölzernen Gestelle noch die handgeführten Werkzeuge den Belastungen standhielten. So wurden alsbald die Gestelle aus Gusseisen hergestellt und die Werkzeuge mechanisch geführt.



Bild 1.6 Transmissionsgetriebene Drehbänke, 1920 [2]

Der zentrale Antrieb durch die Dampfmaschine erforderte eine Verteilung der Drehbewegung an die dezentral aufgestellten Werkzeugmaschinen. Diese Aufgabe übernahm die *Transmission*, wie beispielsweise in Bild 1.6 zu sehen ist.

Der ohnehin schon schlechte Wirkungsgrad einer Dampfmaschine wurde durch diese Verteilung noch weiter gesenkt. Außerdem musste von der transmissionsgetrieben Riemenscheibe an der Werkzeugmaschine der gesamte Antriebsbedarf, beispielsweise für die Vorschubbewegungen, mechanisch abgeleitet werden, wie es in Bild 1.7 an einer Drehbank

zu sehen ist. Den nächsten Innovationsschub leitete der *Elektromotor* ein. Damit stand ein Antrieb zur Verfügung der lokal in die Maschine gesetzt und in seiner Leistung an die spezifischen Anforderungen angepasst werden konnte. Im Vergleich zur Dampfmaschine ist der Wirkungsgrad deutlich besser. Auch eine wesentlich größere Leistung steht zur Verfügung.



Bild 1.7 Drehbank, 1817 [2]

Mit dem *Direktantrieb* fallen mechanischen Antriebskomponenten, wie z.B. Riemen- und Kugelgewindetrieb, weg. Dadurch sind wesentlich höhere Vorschubgeschwindigkeiten und vor allem -beschleunigungen möglich. Nun steht häufig eine größere Antriebskraft zur Verfügung als für die Zerspanung notwendig ist, was ein entsprechendes Umdenken in der Auslegung und Gestaltung der ge-

samten Maschine erforderlich macht. Bild 1.8 fasst die Entwicklung der Antriebskraft und daraus resultierende Folgen zusammen.



Bild 1.8 Entwicklung der Antriebe an Werkzeugmaschinen

1.1.2 Bewegungsführung - Ist das ein üblicher Begriff?

Die Vorschubbewegungen des Werkzeugs wurden bei der vorwiegend betriebenen Holzbearbeitung bis zur Industriellen Revolution *handgeführt* realisiert, wie Bild 1.9 am Beispiel einer manuell angetriebenen Drehbank zeigt.



Bild 1.9 Handgeführtes Werkzeug, Drehbank, 1615 [2]

Als mit dem Dampfmaschinenantrieb größere Antriebskräfte zur Verfügung standen und statt der Holz- die Metallbearbeitung an Bedeutung gewann, musste eine Lösung gefunden werden, die wesentlich größeren Zerspankräfte sicher aufzunehmen und in das Gestell zu leiten sowie das Werkzeug beziehungsweise Werkstück definiert zu führen. Mit der Erfindung des Supports, Bild 1.10, und dem Übergang von Holz- zu Gußeisengestellen konnten diese Anforderungen erfüllt werden. Nun war es nur ein kleiner Schritt, die im Support festgelegten Vorschubbewegungen vom Hauptantrieb durch entsprechende Getriebe und Gewindespindeln abzuleiten. Damit war die *Machine Tool* geboren. Die in Bild 1.11 dargestellte Fräsmaschine verfügt sowohl über ein gusseisernes Gestell, auch wenn es anmutet als wäre es ein Nähmaschinengestell, als auch über vom Spindelantrieb abgeleitete Vorschubantriebe in einem Kreuz-Support.



Bild 1.10 Support, 1751, England [2]

Auch mit dem Einsatz des Elektromotors an Werkzeugmaschinen änderte sich am Prinzip der *vom Hauptantrieb mechanisch abgeleiteten Vorschubbewegungen* vorerst nichts. Bild 1.12 zeigt schematisch die Ableitung des Längsvorschubs vom Hauptspindelantrieb an einer Drehmaschine.

Zur Bewegungsführung gehört neben dem Antrieb auch die eigentliche Führung. Wie der Support von Bild 1.10 ausweist, ist zunächst nur die *hydrodynamische Gleitführung* bekannt. Dafür sind alle Führungsprofile von der Rund-, Rechteck- und Schwalbenschanzführung in Anwendung. Die Führungsanordnung bleibt, wie bereits der Support

von 1751 zeigt, kartesisch.



Bild 1.11 Fräsmaschine, 1850, England [2]



Bild 1.12 Ableitung des Längsvorschubs vom Hauptantrieb an einer Drehmaschine

Die Gleitführung wird zur wesentlich aufwändigeren *hydrostatischen Führung* weiterentwickelt. Dem Aufwand stehen bedeutende Eigenschaftsverbesserungen gegenüber. Der Reibungsbeiwert dieser Führung sinkt nicht nur dramatisch, auch der Charakter der Reibung wandelt sich, sodass kein Stick-Slip Effekt mehr möglich ist. Auch die Lastaufnahme ist, ohne die Gefahr von Fressverschleiß, wesentlich höher möglich. Darüber hinaus kann die Steifigkeit um Größenordnungen gesteigert und somit die Bewegungsgenauigkeit enorm verbessert werden. Bald setzt sich alternativ zur Gleitführung die *Wälzführung* durch. Die Geradführungen an Werkzeugmaschinen besitzen eine eigene Entwicklungshistorie, wie Bild 1.13 schematisch demonstriert. Mit der Einführung der *Profilschienenführung* (PSF) ergeben sich weitreichende Gestaltungskonsequenzen für die Gesamtmaschine. Die PSF ermöglichen eine steife Lastaufnahme in allen fünf Freiheitsgraden (außer der Bewegungsrichtung) bei kompakter Ausführung und gestatten damit die Leichtbaugestaltung der Bewegungssysteme ohne Steifigkeitsverlust.



Bild 1.13 Entwicklung der Geradführungen an Werkzeugmaschinen

Einen entscheidenden Innovationsschub brachte die Einführung *lagegeregelter Vorschubachsen*. Mit dem Wegfall der Getriebezüge für die mechanisch gekoppelten Achsen wurde nicht nur Aufwand gespart, sondern es entstand auch Freiraum für die flexible Gestaltung. Wo früher die Antriebszüge wesentlich den Gestellaufbau mitbestimmten, eröffneten sich nun, auch in Zusammenhang mit dem Einsatz von PSF, völlig neue Möglichkeiten der Gestellausführung. Die einzelnen Vorschubachsen, die zur Realisierung einer räumlichen Bahnvorgabe in entsprechende Abhängigkeit zu setzen sind, werden nun nicht mehr mechanisch sondern durch Software gekoppelt.



Bild 1.14 Lagegeregelter Längsvorschub an einer Drehmaschine

In Bild 1.14 ist schematisch dargestellt, wie sich – im Vergleich zu Bild 1.12 – die Antriebszüge bei Einführung geregelter Antriebe mechanisch vereinfachen.

Der nächste Qualitätssprung in der Bewegungsführung ist mit der Entwicklung der Computertechnik und der Informationsverarbeitung verbunden. Die Softwarekopplung der Vorschubachsen ermöglicht es auch nichtkartesische Kinematiken zu realisieren. Voraussetzung einer Sollwertvorgabe für die Achsen mit einem kinematischen Modell, ist die Berechnung der Sollwerte im Interpolationstakt.



Bild 1.15 Parallelkinematik als Hexapod mit längenveränderlichen Stabachsen

Damit sind alternative Bewegungssysteme zur "freien" Werkzeug-Werkstück-Bewegung auf Basis von Parallelkinematiken möglich. Bild 1.15 zeigt eine solche Parallelkinematik. Bild 1.16 fasst die Innovationsphase der Vorschubbewegung zusammen.





1.1.3 Schneidenwerkstoff

Die Wirtschaftlichkeit der Zerspanung wird prozessseitig von der Schnittgeschwindigkeit und werkzeugseitig von der Standzeit der Schneide beeinflusst. Die Standzeit ist wesentlich von der Wärmebeständigkeit des Schneidenwerkstoffs abhängig. Mit höherer Schnittgeschwindigkeit erhöht sich auch die Temperatur der Schneide. Daraus folgt die Aufgabe Schneidenwerkstoffe zu entwickeln, die eine hohe Wärmebeständigkeit haben, um so hohe Schnittgeschwindigkeiten zu ermöglichen und dadurch die Wirtschaftlichkeit des Prozesses

zu steigern. Mit der Schnittgeschwindigkeit wächst auch die prozessgünstige Vorschubgeschwindigkeit.

Bild 1.17 zeigt, wie die werkzeugabhängig mögliche Schnittgeschwindigkeit durch die Entwicklung und Verbesserung der Schneidenwerkstoffe gesteigert wurde. Um aus dieser potenziell möglichen auch eine praktisch verfügbare Schnittgeschwindigkeit zu machen, bedarf es Werkzeugmaschinen, die auch entsprechende Hauptspindeldrehzahlen zulassen. Begrenzt werden die Drehzahlen hauptsächlich durch die Lagerung. Vergleichbar sind die realisierbaren Vorschubgeschwindigkeiten begrenzt durch den Entwicklungsstand der Antriebsund Führungskomponenten. So setzte eine Innovationsspirale mit wechselweisem Entwicklungsdruck bei den Schneidwerkstoffen und den Werkzeugmaschinen ein.



Entwicklung des Schneidenwerkstoffes

Bild 1.17 Entwicklung des Schneidenwerkstoffes und die Konsequenzen

1.1.4 Automatisierung



Bild 1.18 Manuelle Abschaltung

Wir wollen die Geschichte der Automatisierung auf die eigentliche Maschine begrenzen. Damit beschränken wir uns auf die Steuerung. Bei der manuellen Bedienung der Maschine ist das Arbeitsergebnis abhängig von der Erfahrung und Geschicklichkeit des Bedieners. Mit der Automatisierung wird somit nicht nur Zeit und Personal ge-

spart, sondern auch die Bearbeitung vergleichmäßigt und die Genauigkeit erhöht.
Am Beispiel der Endabschaltung einer Vorschubachse soll vereinfacht die Steuerungsentwicklung gezeigt werden. Bild 1.18 stellt zunächst die manuelle Lösung dar. Mit der Geburtsstunde der Werkzeugmaschine entwickelten sich mit Hebel und Kurvenscheibe erste Elemente mechanischer Steuerungen. In Bild 1.19 sind schematisch Ausführungsvarianten von Kurvensteuerungen mit Scheibe, Trommel, Hebel und Schieber gezeigt.



Bild 1.19 Elemente mechanischer Steuerungen [4]

Bild 1.20 zeigt die mechanische Variante für die automatische Endabschaltung der Vorschubachse (vergleiche Bild 1.18).



Bild 1.20 Mechanische Abschaltung

Die mechanischen Steuerungslösungen beanspruchen Gestaltungsraum für die Hebel und Gestänge. Die Realisierung automatischer Funktionen, setzte die mechanische Verbindung von Auslöser (Sensor) - und Effektorstelle (Aktor) voraus. Auch bei der hydraulischen

Steuerung ändert sich daran nichts Wesentliches. In Bild 1.21 ist das Prinzip der hydraulischen Ventilsteuerung und als Beispiel eine kompakte hydraulische Kopiersteuerung dargestellt.



Bild 1.21 Elemente hydraulischer Steuerungen

Mit der elektrischen Steuerung ist keine direkte mechanische Verbindung zwischen Sensor und Aktor mehr erforderlich. Dies lockerte die Gestaltungszwänge. Allerdings ist die Steuerungsfunktionalität fest verdrahtet und damit unflexibel. Bild 1.22 zeigt einen Ausschnitt einer elektrischen Steuerung am Beispiel mit Nockenleiste und Relais.



Bild 1.22 Elemente elektrischer Steuerungen

Die vereinfachte Endabschaltung der Vorschubachse mit einer elektrischen Steuerung veranschaulicht Bild 1.23. Deutlich ist die Auflösung der mechanischen Verbindung von Sensor und Aktor zu erkennen.



Bild 1.23 Elektrische Abschaltung

Durch die elektronische Steuerung wird außer dem Wegfall des mechanischen Zwanges auch die Verdrahtung von Funktionen überflüssig. Damit wird die Steuerungsfunktionalität programmierbar und ist somit flexibel. Bild 1.24 zeigt Elemente der elektronischen Steuerung. Die Endabschaltung als elektronische Variante zeigt Bild 1.25.



Beispiel: Elektronische Realisierung der Selbsthaltung









Bild 1.25 Elektronische Abschaltung

Schließlich fasst Bild 1.26 die Entwicklung der Funktionssteuerung an Werkzeugmaschinen zusammen.



Bild 1.26 Historie der Automatisierung an Werkzeugmaschinen

Heute sind die Aufgaben der Steuerung in die Bewegungssteuerung (Numerische Steuerung, CNC = Computerized Numerical Control) und die Funktionssteuerung (SPS = Speicherprogrammierbare Steuerung, PLC = Programmabel Logic Controler) aufgeteilt.

Bild 1.27 zeigt die Entwicklung der Informationsverarbeitungstechnik und ordnet CNC und SPS ein.





Bild 1.27 Entwicklung der Hardware für die elektronische Steuerung

1.1.5 Technologie

Neben den, in zwei Jahrhunderten "gereiften Standardtechnologien" des Zerspanens mit geometrisch bestimmten Schneiden, gab es immer wieder spezielle technologische Entwicklungen die spezielle Anforderungen an die Maschinen stellten. Ob es das von Bykow in den 1950iger Jahren eingeführte *Schnelldrehen* oder die in den 1990iger Jahren zur Anwendung gebrachte, das Schleifen ersetzende *Hartfeinbearbeitung* oder die Bestrebungen zur Trockenbearbeitung waren, immer brachten diese technologischen Entwicklungen auch die Werkzeugmaschine "voran". Wir wollen hier als Beispiele nur kurz spezielle Anforderungen an die Maschinen von drei Technologieentwicklungen aufzeigen, der Hochleistungszerspanung (High Performance Cutting, HPC), der Mikrozerspanung (Micro Cutting, MC) und der Hochgeschwindigkeitszerspanung (High Speed Cutting, HSC). Bild 1.28 zeigt die grobe Charakteristik der drei Technologien im Vergleich.



Bild 1.28 Technologieentwicklungen und ihre Charakteristik

Die *Hochleistungszerspanung* erfordert hohe Schnittkräfte und damit eine hohe Hauptspindelleistung. Aufgrund der großen Belastung müssen die Lager- und Führungskomponenten sowie das Gestell der Maschine besonders steif ausgelegt sein. Außerdem muss für eine leistungsfähige Späneabfuhr gesorgt werden, um die große Menge besonders heißer Späne möglichst schnell aus dem Arbeitsraum zu entfernen. Dennoch sind bei HPC die Auswirkungen auf die Maschine nicht so gravierend, wie bei den anderen beiden Technologien. Es kommt vielmehr auf die Optimierung des Werkzeuges an, wie die Beispiele in Tabelle 1.1 zeigen.

Kriterien für HPC	Leistungssteigerung	Maßnahmen
Standzeit erhöhen (beim Schruppen)	500 %	breitere Schneidkantenphase zur Erhöhung der Kantenstabilität
Bearbeitungszeit senken (beim Schruppen)	500 %	spezielles Schruppprofil RFT für Vollhartmetallfräser
Oberflächenqualität erhöhen	Ra < 0,2 μm	Hochpräzise Konstruktion und Fertigung von Werkzeugen
Zeitspanvolumen steigern	600 % auf konventionellem BAZ	Werkzeugauslegung mit FETTE- Optimierungsprogramm

 Tabelle 1.1
 Beispiele für Produktivitätsgewinne mit HPC (nach mav online)

Bei der *Mikrozerspanung* liegt es auf der Hand, dass für die extrem kleinen Werkzeuge und in der Regel auch kleinen Werkstücke spezielle Bearbeitungsmaschinen benötigt werden. Besondere Anforderungen werden an die Hauptspindel gestellt. Um zum Beispiel eine moderate Schnittgeschwindigkeit von 60 m/min bei einem Werkzeugdurchmesser von 0,25 mm zu erzielen, ist eine Drehzahl von 76400 min⁻¹ erforderlich. Auch für die Werkzeugaufnahme sind bei den winzigen Werkzeugabmessungen nicht die üblichen Lösungen verwendbar. So wie es bei der Hauptschnittbewegung auf extremen Rundlauf ankommt, ist bei den Vorschubbewegungen eine Positions- und Bahntreue im Submikrometerbereich gefordert. Bild



1.29 zeigt typische Beispiele für Werkzeug und Werkstück der Mikrozerspanung.

Bild 1.29 Beispiele Mikrozerspanung (nach mav online)

Im Schwerpunktprogramm 1476 der DFG (Deutsche Forschungs Gesellschaft) werden die strukturellen Konsequenzen der Mikrofertigung für die

Maschinengestaltung gezogen. Als Beispiel zeigt Bild 1.30 eine "modular strukturierte, konfigurierbare Maschine für die Mikrobearbeitung mittels kooperativer Bewegungserzeugung".



Bild 1.30 Struktur aus dem SPP "Kleine Werkzeugmaschinen für kleine Werkstücke"

Die Hochgeschwindigkeitszerspanung hat einen großen Innovationsschub bei HSC-fähigen spanenden Werkzeugmaschinen ausgelöst. Es geht um die Vereinbarkeit von höchster Dynamik der Haupt- und Vorschubantriebe mit hoher Genauigkeit der Bearbeitung. Hochgeschwindigkeitszerspanung definiert sich grob mit der zehnmal höheren Schnittgeschwindigkeit gegenüber der konventionellen Bearbeitung. Bild 1.31 veranschaulicht die Konsequenzen der hohen Schnittgeschwindigkeit, vor allem bei kleinen Werkzeugdurchmessern, auf die Hauptspindeldrehzahlen und Vorschubgeschwindigkeiten. Dabei kommt es zu großen Beschleunigungsanforderungen, wenn der Beschleunigungsweg kurz gehalten werden soll.

Die Lösungsansätze für mehr Antriebsdynamik gehen vorwiegend in drei Richtung, den Leichtbau der bewegten Baugruppen, den Einsatz von leistungsfähiger Antriebstechnik und der Erschließung alternativer Kinematiken. Bild 1.32 fasst die Lösungsansätze für die Steigerung der Dynamik der bewegten Baugruppen zusammen.



Zusammenhang von Schnittgeschwindigkeit und WZ-Durchmesser, Drehzahl, Vorschubgeschwindigkeit, Beschleunigung und Weg

Bild 1.31 Konsequenzen 10fach größerer Schnittgeschwindigkeiten



Bild 1.32 Lösungsansätze zur Steigerung der Dynamik der bewegten Baugruppen

Der Hintergrund des Leichtbaus der bewegten Baugruppen ist die Tatsache, dass gemäß

$$F = m * a$$
 bzw. $a = F/m$

bei reduzierter Masse (m) der bewegten Baugruppen mit gleicher Kraft (F)eine höhere Beschleunigung (a) (a) erreichbar ist. Bild 1.33 zeigt Beispiele für den Materialleichtbau an Werkzeugmaschinen.



Bild 1.33 Beispiele für den Materialleichtbau an Werkzeugmaschinen



Bild 1.34 Steigerung der Dynamik durch Massereduzierung an bewegten Baugruppen

Obwohl überzeugende Massereduzierungen an den Baugruppen durch *Materialleichtbau* erreichbar sind, bleibt dessen Anwendung im Werkzeugmaschinenbau eine Ausnahme und ist meist ein Ergebnis geförderter Forschung.

Ganz anders sieht es mit dem *Strukturleichtbau* aus. Dabei wird zum Einen der rund doppelt so große Elastizitätsmodul von Stahl gegenüber Gusseisen ausgenutzt, um mit weniger Material gleich große Steifigkeit zu erreichen. Zum anderen werden die Gestaltungsmöglichkeiten der Stahl-Schweißausführung, oft auch im Zusammenhang mit kompakten Zulieferkomponenten, wie Motorspindeln und Profilschienenführungen, zur Minimierung von Masse und Maximierung von Steifigkeit ausgereizt. Bild 1.34 demonstriert beispielhaft die Reduzierung von bewegter Masse unter Beibehaltung der Steife durch gezielte Strukturgestaltung und Werkstoffeinsatz.

Die Antriebstechnik wird in zwei Gruppen, Parallelantriebe und Direktantriebe, unterteilt. Ein *Parallelantrieb*, auch als Gantry-Antrieb bezeichnet, besteht aus zwei, oder mehreren, separaten lagegeregelten Vorschubantrieben, die eine gemeinsame Antriebsachse bewegen. Über die Steuerung werden die einzelnen Antriebe synchron mit Sollwerten versorgt, sodass sich der Parallelantrieb nach außen so verhält, als gäbe es nur einen Vorschubmotor. Mit Bild 1.35 werden Möglichkeiten demonstriert, wie mit Parallelantrieben nicht nur die Dynamik der Vorschubachsen sondern auch die Genauigkeit derselben gesteigert werden kann.



Bild 1.35 Potenzial parallelisierter Antriebe für Dynamik und Genauigkeit

Die *Direktantriebstechnik* revolutioniert den elektromotorischen Antrieb. Vereinfacht kann man sich den Linearmotor als abgewickelten Rotationsmotor vorstellen, wobei aus dem Ständer das Sekundärteil mit den Permanentmagnetstäben und aus dem Rotor das stromdurchflossene Primärteil wird. Bild 1.36 stellt den Aufbau der lagegeregelten Achse mit Linearmotor der Standardausführung mit Servomotor und Kugelgewindetrieb gegenüber. Augenscheinlich ist zunächst der wesentlich geringere Bauraumbedarf der Direktantriebstechnik. Mit dem Wegfall der mechanischen Übertragungselemente, kann der Linearmotor mit wesentlich größeren Geschwindigkeitsverstärkungen stabil betrieben werden. Damit ist er in der Lage, gegenüber dem konventionellen Antrieb rund das Zehnfache als Maximalgeschwindigkeit und -beschleunigung zu realisieren und wesentlich größere Positionier- und Bahngenauigkeiten zu erreichen.



Bild 1.36 Schematischer Vergleich des Aufbaus lagegeregelter Vorschubachsen

Auch die Erschließung *alternativer Kinematiken* für die Anwendung an Werkzeugmaschinen verfolgt das Ziel, hohe Dynamik der Bewegungsachsen mit hoher Bewegungsgenauigkeit zu verbinden und dadurch die Maschinen HSC-fähig zu machen. Dazu bieten Parallelkinematik und redundante Kinematik erfolgversprechende Lösungen.

Die *Parallelkinematik* zeichnet sich gegenüber der seriellen Kinematik dadurch aus, dass nicht mehr ein Antrieb den anderen trägt und bei kartesischen Bewegungsvorgaben prinzipiell alle Antriebe an der Bewegungsrealisierung beteiligt sind. So ist im parallelkinematischen Antriebsprinzip begründet, dass damit das Minimum an bewegter Masse und das Maximum an Antriebskraft ausgeschöpft werden kann. Bild 1.37 zeigt einige Beispiele von Parallelkinematiken mit sechs Freiheitsgraden.

Die Beispiele zeigen, dass alle sechs Freiheitsgrade in der Bewegungsplattform liegen. Die Bewegungsplattform trägt bei großen und schweren Werkstücken die Motorspindel mit dem Werkzeug. Bei kleinen und leichten Werkstücken trägt die Bewegungsplattform eine entsprechende Werkstückaufnahme. So wird sichergestellt, dass in jedem Fall die minimale Masse bewegt wird. An einer *redundanten Kinematik* ist die Anzahl der steuerbaren Freiheitsgrade (Freiheitsgrade der Antriebe) größer als die Anzahl der effektiven Freiheitsgrade (Freiheitsgrade am TCP). In Bild 1.38 sind Möglichkeiten veranschaulicht, wozu diese überzähligen Antriebsachsen Verwendung finden können.





Durch Aufteilung der Bewegungsbahn in große, möglichst stetige Weganteile für die trägen Achsen und kleine, gegebenenfalls unstetige Restbewegungen für die hochdynamischen, hochaufgelösten Zusatzachsen, ist es möglich hohe Dynamik mit hoher Genauigkeit zu verbinden.

Bild 1.39 fasst die bisher beschriebenen Entwicklungen zusammen und versucht eine grobe zeitliche Einordnung zu geben.







Bild 1.39 Zusammenfassung maßgeblicher Innovationen in der Geschichte der WZM

1.1.6 Modularisierung

Bevor uns im Abschnitt 1.2 zu den Innovationsbereichen und ihrer Charakteristik die Modularisierung als ein zeitloser Innovationsträger begegnet, soll ihre Bedeutung hier aus Entwicklungssicht kurz gestreift werden. Was der Austauschbau, dessen Wurzeln im 18. Jahrhundert liegen, für die Ebene der Einzel- und vor allem der Normteile ist, ist die Modularisierung für die Ebene der Baugruppen. Etwa in den 1970er Jahren war die Modularisierung unter dem Begriff des Baukastens kurzzeitig in Mode gekommen. Heute verwirklichen sich Teilaspekte der Modularisierung auf "natürliche" Weise. Ein Grund dafür ist in den Zulieferungen der hochspezialisierten Komponentenhersteller zu finden. Bild 1.40 demonstriert den Wandel im Verhältnis von Eigenfertigung der WZM-Hersteller zu Zulieferungen von Komponentenherstellern.



Bild 1.40 Vergleich der Wertschöpfungsanteile

Damit sind die Modulgrenzen quasi vorgezeichnet. Um zur Modularisierung im vollen Umfang zu kommen, braucht es definierte und möglichst standardisierte Schnittstellen. Diese Schnittstellen müssen neben der mechanischen Verbindung auch Medien und Informationen weiterleiten. Die Modularisierung ist auch Voraussetzung für Konfiguration und Rekonfiguration der Maschinen.

1.1.7 Virtualisierung



Bild 1.41 Möglichkeiten der virtuellen WZM

Die Virtualisierung wird uns schwerpunktmäßig im Abschnitt 1.3 zur Geschichte der Entwicklungswerkzeuge beschäftigen. Doch nicht nur beim KEP spielt die Virtualisierung eine immer bedeutendere Rolle, auch für die Montage, Inbetriebnahme, Produktionsvorbereitung und den Betrieb der WZM wächst die Bedeutung von Modell, Simulation, Hardware beziehungsweise Software in the Loop und Virtual Reality. In

Bild 1.41 sind Anwendungsmöglichkeiten der Virtualisierung der WZM zusammengestellt.

1.2 Zu den Innovationsbereichen

Wir haben im Abschnitt 1.1 mehr oder weniger vollständig und detailliert die geschichtliche Entwicklung der Werkzeugmaschine unter verschiedenen Sichten und Entwicklungstreibern verfolgt. Ist nun die Entwicklung der WZM beendet? Sicher nicht. Aber wie geht es weiter? Was sind die Zukunftstrends? Gibt es zeitlose Prognosen dazu? Wir wollen versuchen allgemeingültige Aussagen zu den Innovationen zu erhalten.

Zunächst ordnen wir die Innovationen an WZM in das produktionstechnische Umfeld ein, wie es Bild 1.42 veranschaulicht.



Bild 1.42 Einordnung der Entwicklung von Werkzeugmaschinen

Wirtschaftlichkeit als Innovationstreiber

Letzen Endes ist es immer das Streben nach Wirtschaftlichkeit beziehungsweise deren Verbesserung, was nach Innovationen drängt. Dabei soll unter Wirtschaftlichkeit allgemein das *Verhältnis von Nutzen zu Aufwand* verstanden werden. Nachhaltige Wirtschaftlichkeit ist nur zu erzielen, wenn beide Seiten – Lieferant bzw. Hersteller genauso wie Kunde bzw. Anwender – Vorteile aus dem Geschäft ziehen.

Prozessverständnis als Entscheidungsgrundlage

Gemeint ist der *Produktprozess*, in dessen Zentrum das Produkt steht und der die Wechselwirkungen zwischen Entwicklungs-, Herstellungs- und Anwendungsprozess beschreibt. Die ganzheitliche Betrachtung und Auswertung dieser Wechselwirkungen bildet die Basis für Entscheidungen, die den Nutzen mehren oder den Aufwand senken oder beides.

Virtualisierung als Schlüsseltechnologie

Der Stand der *Informationstechnologie* ermöglicht die Virtualisierung von Maschine und Prozess. Damit ist der eigenschaftsorientierte Systementwurf ebenso realisierbar, wie die Optimierung von Fertigung und Montage oder die modellbasierte Steuerungsfunktionalität. Die Effektivität dieser Technologien wächst mit der Durchgängigkeit der Informationsbehandlung.

Produktionstechnik als Bewertungsfeld

Für die *Produktionstechnik* existieren für das Zusammenwirken von Werkstück, Werkzeug, Verfahren, Steuerung, Maschine und Fabrik drei zeitlose Aufgaben, an deren Erfüllung jede Lösung bewertet wird: die *Effizienz und Qualität der Fertigungsprozesse* sichern, die *Leistungsfähigkeit*

Innovation an WZM als Gestaltungsraum

Innovationen können an Werkzeugmaschinen in drei Bereichen platziert werden: den *Strukturkonzepten*, den *Funktionskomponenten* und der *Steuerungsentwicklung*, Bild 1.43.



Charakteristik der Innovation

Bild 1.43 Bereiche und Charakteristik von Innovationen an Werkzeugmaschinen

Dabei sind die Bereiche in bidirektionaler Abhängigkeit durch "fordern" und "ermöglichen" gegenseitig verbunden. Zum Beispiel *fordert* das Strukturkonzept "Parallelkinematik" von den Funktionskomponenten "Spezialgelenke" und von der Steuerungsentwicklung die Möglichkeit zur Programmierung des "kinematischen Modells". Umgekehrt *ermöglicht* zum Beispiel die Funktionskomponente "Profilschienenführung" Strukturkonzepte in "Leichtbauausführung".

In allen drei Bereichen sind Innovationen mit den Charakteristiken *modular, integrierend, dynamisch* und *intelligent* möglich. Zur Veranschaulichung folgen nun zu allen Möglichkeiten Beispiele.

1.2.1 Innovationsbereich modular

Durch Modularisierung kann man das System –ausbauen,durch Nachrüstung von Modulen das Einsatzfeld erweitern,–anpassen,durch spezielle Module den Anforderungen besser entsprechen, –austauschen unddurch Austausch verschlissener oder veralteter Module Produktivität sichern.–

In Bild 1.44 sind dafür Beispiele angegeben.



Bild 1.44 Entwicklungsmöglichkeiten durch Modularisierung

1.2.2 Innovationsbereich integrierend

Durch *Integration* kann man Baugruppen oder Funktionen – um Synergieeffekte zu nutzen, – um die Kompaktheit und Autonomie zu vergrößern, – um Baugruppen oder Funktionen überflüssig zu machen.

In Bild 1.45 sind dafür Beispiele angegeben.

verknüpfen, einbinden, auflösen,



Bild 1.45 Entwicklungsmöglichkeiten durch Integration

1.2.3 Innovationsbereich dynamisch

Die Dynamik der bewegten Baugruppen kann gesteigert werden, durch- antreiben,indem die effektive Antriebskraft gesteigert wird,- bewegen,indem die Bewegungssysteme optimiert werden.- bewegen,

In Bild 1.46 sind dafür Beispiele angegeben.



Bild 1.46 Entwicklungsmöglichkeiten durch Dynamik

1.2.4 Innovationsbereich intelligent

Mit der Implementation von *Intelligenz* in Systemen oder Teilsystemen kann durch zustandsabhängiges – *korrigieren*,

die Genauigkeit erhöht werden, – adaptieren,

unter veränderlichen Bedingungen die Effizienz gesichert werden.

In Bild 1.47 sind dafür Beispiele angegeben.



Bild 1.47 Entwicklungsmöglichkeiten durch Intelligenz

1.3 Zur Geschichte der Entwicklungswerkzeuge

Wir wollen unter den Entwicklungswerkzeugen alles verstehen, was im KEP von WZM eingesetzt wurde und wird, Informationsträger und -verarbeitungstechnik, Experimentalausrüstung und -methoden, Theorien und Techniken.

1.3.1 Der Weg zum Papier

Obwohl vor der "Papierzeit" keine konstruktive Entwicklung von Werkzeugmaschinen im eigentlichen Sinn stattfand, so ist es dennoch interessant den Weg zum Papier zu verfolgen, um die Konsequenzen für die Arbeit an Entwicklungsvorgängen aufzuzeigen. Der Fiedelbohrer von Bild 1.2 ist auf *Stein* gemalt. Das Bild stellt ein Produktionsinstrument dar und zeigt gleichzeitig den Gebrauch, eine Art Produktdokumentation. Die Verbreitung dieser Dokumentation hat sich mit Sicherheit schwierig gestaltet. Der im 4. Jahrtausend v.Chr. auf den Stein folgende Informationsträger *Tontafel* konnte zwar in gewissen Grenzen verbreitet werden, war aber infolge der geringen Abmessungen und der Form des Griffels vor allem für Keilschrifttexte in Anwendung, wie Bild 1.48 gezeigt.



Bild 1.48 Tontafel, ca. 2400 v.Chr., Mesopotamien

Auf die Tontafel folgte in Ägypten ab dem 3. Jahrtausend v.Chr. der *Papyrus*. Damit war ein Informationsträger gefunden, der relativ preiswert, in großen Formaten, zum Beispiel als Rolle, herstellbar, von geringem Gewicht und damit ohne Schwierigkeiten transportierbar sowie beliebig mit Pinsel beschreib- und bemalbar war. Wegen des relativ geringen Preises konnten auch Kopien von einem Blatt oder einer Rolle angefertigt werden und zur koordinierten Ausführung eines Vorhabens

verteilt oder in Bibliotheken aufbewahrt werden. Bild 1.49 zeigt ein solches Papyrus mit ma-

then an

thematischen Aufzeichnungen zum Schrägungswinkel der Pyramiden.

Bild 1.49 Papyrus, ca. 2000 v.Chr., Ägypten

Aufgrund der genannten Eigenschaften wurden Papyri bis ins Mittelalter verwendet, obwohl seit etwa dem 2. Jahrhundert v.Chr. in Griechenland das viel glattere, festere und beständigere, aber leider auch wesentlich teurere, aus Tierhäuten gefertigte *Pergament* in Gebrauch war.



Bild 1.50 Pergament (Leonardo Da Vinci)

Zum Beispiel führte Leonardo Da Vinci neben seinen Anatomiedarstellungen seine Vielzahl an Konstruktionszeichnungen auf Pergament aus, Bild 1.50. Für die Produktion unter den Bedingungen des Handwerks reichte ein Zeichnungsexemplar. Was darauf nicht zu erkennen

oder nicht zu deuten war, wurde zwischen Konstrukteur und Handwerksmeister mündlich geklärt.

Das etwa im 2. Jahrhundert v.Chr. in China erfundene *Papier* kam über Asien und die arabische Welt nach Europa. Hier wurde es weiterentwickelt und die Herstellung mechanisiert. Die Massenproduktion von Papier ist in Europa seit dem 13. Jahrhundert belegt. Im 14. Jahrhundert trat das Papier seinen Siegeszug als Informationsträger an. Der Buchdruck und die Verbreitung von Wissen in zuvor unbekanntem Ausmaß wären ohne Papier nicht möglich gewesen. Die kostengünstige Verfügbarkeit von Papier hat vor allem die Organisationsabläufe, den Informationsaustausch und die -speicherung revolutioniert und über Jahrhunderte geprägt, so auch den KEP von WZM. Das Papier war zum universellen und einzigen Informationsträger geworden.

1.3.2 Mit Rechenschieber und Reißbrett

Als die ersten Werkzeugmaschinen in England konstruiert wurden gab es bereits vier Jahrhunderte Papier. Mit der Dampfmaschine hatte sich der Maschinenbau etabliert. In Europa waren in der ersten Hälfte des 19. Jahrhunderts Technische Lehranstalten gegründet worden. Es gab Lehrstühle für Konstruktionslehre, damit waren die Fertigungszeichnung und die Regeln dazu schon entwickelt. Die Konstruktion der Baugruppen bis zu den Einzelteilen für die Fertigung, die Zusammenstellung für die Montage, alles wurde in Zeichnungen auf Papier festgehalten. Stücklisten und Zeichnungsnummern gaben Auskunft, welches Teil zu welcher Baugruppe und welche Baugruppe zu welcher Maschine gehörten. Die Zeichnungen wurden am *Reißbrett* erstellt, Bild 1.51, und in der Pauserei vervielfältig, um in der Produktion verteilt zu werden.



Bild 1.51 Konstrukteure am Reißbrett, 1926, Bosch

Auch der *Rechenschieber* war seit Mitte des 17. Jahrhunderts bekannt und bis in die 70iger Jahre des 20. Jahrhunderts das Arbeitsmittel der Ingenieure für die Berechnungen, Bild 1.52.



Bild 1.52 Rechenschieber

Die Berechnungen im Umfeld der Werkzeugmaschinenkonstruktion in der Zeit vor dem Digitalrechner beschränkten sich hauptsächlich auf

die Auslegung der Funktionskomponenten, wie Antrieb, Getriebe, Hauptspindel, Lagerungen,

Führungen und Gestellbauteile. Die Auslegungsgrundlagen waren unterschiedlich aufbereitet und gesichert. Die, den Berechnungen zugrunde liegenden, Modelle mussten bewusst vereinfacht werden, um sie der Berechnung mit dem Rechenschieber und Tabellenwerken zugänglich zu machen. Das erforderte häufig, dass nur die Haupteinflüsse berücksichtigt werden konnten oder nichtlineare Abhängigkeiten im Arbeitspunkt linearisiert werden mussten. Diese Vereinfachungen fanden bewusst statt und setzten die Kenntnis der physikalischen Verhältnisse und die Gültigkeitsbereiche der damit gewonnenen Ergebnisse voraus.

Für Elektromotoren, Verzahnungsgetriebe und Lagerungen existierten Auslegungshilfen in Form von Formeln und Beiwerten, Tabellen und Monogrammen und von den spezialisierten Komponentenherstellern wurden diese Informationen zumeist in ihre Kataloge aufgenommen . Für Komponenten oder Werkstoffe zu denen keine Berechnungsgrundlagen oder – parameter existierten, wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. So untersuchten beispielsweise Werkzeugmaschineninstitute der Technischen Hochschulen Gleitbahnbeläge und -öle, um Belastungs- und Verschleißbeiwerte für die Auslegung hydrodynamischer Gleitführungen zu ermitteln . Im Zuge der Entwicklung hydrostatischer Gleitführungen, hydraulischer Linearantriebe, Spann- und Kopiersysteme etablierte sich an den meisten WZM-Instituten die Hydraulik als eigenständige Forschungsdisziplin . Die Gestellbauteile spanender WZM werden nach Steifigkeit ausgelegt. Dazu wurden die Querschnitte der Bauteile entsprechend vereinfacht und einfache Balkenstrukturen für die Verformungsberechnung ver-



wendet.

Bild 1.53 Nomogramm zur Ermittlung des optimalen Lagerabstandes [3]

Das Paradebeispiel für eine Auslegungsoptimierung aus Zeit vor dem Digitalrechner ist der "Optimale Lagerabstand" an Hauptspindeln . Die statische Nachgiebigkeit an der Hauptspindelnase setzt sich zusammen aus der Nachgiebigkeit der Lagerung und der der Spindelbiegung. Während der Lageranteil mit dem Lagerabstand sinkt, vergrößert sich der Biegeanteil. Daraus läßt sich eine Extremwertaufgabe formulieren. Die erste Ableitung der Gesamtnachgiebigkeit nach dem Lagerabstand ergibt eine Beziehung, in der der Lagerabstand in der dritten und der ersten Potenz vorkommt.



1.3.3 Prototyp und Nullserie

Seit Werkzeugmaschinen in Serie produziert wurden, war es bis zur effektiven Rechnerunterstützung des Entwicklungsprozess üblich, dass vor der Serienproduktion erst ein Prototyp gebaut und eine Nullserie aufgelegt wurde. Die WZM-Hersteller besaßen für den Bau und die Untersuchung des Prototyps gewöhnlich eine eigene Abteilung, den *Musterbau*. Bild 1.54 zeigt schematisch die Phasen des KEP und die Rolle des Prototyps.



Bild 1.54 Phasen des traditionellen KEP

Der Bau des Prototyps diente vor allem fertigungs- und montagetechnischen Überprüfungen. Für die Einzelteilfertigung wurden die von der Abteilung Technologie erstellten Dokumente für die Arbeitsvorbereitung – Maschinen- und Werkzeugauswahl sowie Fertigungsfolge und hilfsmittel – in der Fertigung überprüft, wenn nötig korrigiert und nach Möglichkeit optimiert. Die von den Zulieferern bestellten und im Wareneingang befindlichen Beschaffungen wurden von der Abteilung Qualitätskontrolle geprüft und vom Musterbau verbaut. In der anschließenden Baugruppenmontage im Musterbau erfolgte die Überprüfung der Montagefähigkeit der Einzelteile und Untergruppen sowie die Realisierung gegebenenfalls benötigter Montagehilfen. Dann wurden die Baugruppen hinsichtlich Funktionserfüllung und Verhalten messtechnisch untersucht. Wenn nötig entstanden dabei auch Prüfstände und -vorrichtungen sowie Vorgaben für die Baugruppenabnahme in der späteren Serienfertigung. Danach wurden die geprüften Baugruppen zum kompletten Prototyp montiert.



Bild 1.55 Informations- (rot, grün) und Objektflüsse (blau) bei Prototypbau und - untersuchung

Auch dabei wurden Montagefähigkeit und -reihenfolge geprüft, erprobt und optimiert und es entstanden dafür erforderliche Hilfsmittel, Vorrichtungen und Prüfvorgaben. Bild 1.55 stellt schematisch den Ablauf beim Bau und der Untersuchung des Prototypen dar.

Wenn der Prototyp optimiert war, alle Vorgaben erfüllt und die Unterlagen entsprechend aktualisiert waren, konnte die Nullserie aufgelegt werden. Diese umfasste gewöhnlich drei bis fünf Maschinen. Die Aufgabe der Nullserie war es, die Organisation der Serienproduktion zu erproben und zu optimieren. Dazu wurden die Fachkräfte der Montage von den "Musterbauern" eingearbeitet und organisierten gemeinsam mit ihnen die Teams für die Baugruppenund Gesamtmontage, den Materialfluss, die Abnahmeprüfungen und die Montagevorrichtungen.

1.3.4 Ziel Konstrukteursarbeitsplatz?

Die Ära der Rechnerunterstützung für die Ingenieure begann eigentlich mit dem Analogrechner. Der Rechenschieber war zwar bereits ein mechanischer Analogrechner, mit dem jedoch hauptsächlich Multiplikations- und Divisionsoperationen ausgeführt wurden und keine Differentialgleichungen gelöst werden konnten. Dafür war der, seit Ende der 1950iger Jahre in Anwendung befindliche, elektrische Analogrechner (Bild 1.56) prädestiniert. Er konnte mit seinen Rechenelementen, wie Integrierer, Multiplizierer, Summatoren, Koeffizientenpotentiometer, seinem Steckerfeld zum Verknüpfen der Elemente entsprechend der Struktur des Differentialgleichungssystems und seinen grafischen Ausgabegeräten nicht nur mechanische Schwingungsprobleme lösen, sondern auch Strömungs- und Temperaturfeldprobleme. Allerdings war der Analogrechner vorrangig in den WZM-Instituten im Einsatz. Ähnlich sah es mit den zu Beginn der 1960iger Jahre an den Hochschulen installierten, digitalen *Großrechnern* aus.



Bild 1.56 Steckerfeld Analogrechner Telefunken RA 770, 1966

Selbst als die WZM-Hersteller gegen Ende der 1960iger Jahre über eigene Großrechner verfügten, nutzten sie diese hauptsächlich für Lohnrechnungen, zur Materialverwaltung und Beschaffung sowie zur Kommissionierung für die Produktionssteuerung. Bei den Konstrukteuren kam die Rechnerunterstützung mit Beginn der 1970iger Jahren zuerst in

Form des Taschenrechner an. Der war zunächst nicht programmierbar, sodass die Nutzer jede auszuführende Operation eintippen mussten. Auch als Ende der 1970iger Jahre programmierbare *Bürocomputer* (Bild 1.57) – auch als Kleinrechner bezeichnet – in die Konstruktionsabteilungen kamen, konnte man bei Weitem noch nicht von rechnerunterstützter Konstruktion sprechen.



Bild 1.57 Bürocomputer, Commodore, 1979

Als Nadelöhr erwiesen sich die fehlenden Programme für Auslegungsund Verhaltensberechnungen sowie für grafische Darstellungen. An den führenden WZM-Instituten begann man an Bürocomputerprogrammen für die Auslegung von Lagern, Führungen, Getrieben und Hauptspindeln zu arbeiten . Diese Programme wurden mit mehr oder weniger Erfolg den WZM-Herstellern angeboten. Während der 1980iger Jahre entstanden in mehreren Dissertationen, neben den Auslegungsprogrammen für die Komponenten, einfache Programme zur statischen und dynamischen Verformungsanalyse an Biegebalken, die zusammengefasst zu Programm- und Datensystemen den rechnerunterstützten Konstrukteursarbeitsplatz, hardwareseitig bestehend aus Bürocomputer und Tischplotter, bildeten. Diese Jahre waren einerseits geprägt von der Verkündung des rechnerunterstützten Konstruktionsprozess der Werkzeugmaschinen (CAD = Computer Aided Design) und der Erforschung der Möglichkeiten durch die Wissenschaft. Andererseits wurde in der Konstruktion der WZM-Hersteller mangels kommerziel-Software weitestgehend weitergearbeitet, als gäbe es keine ler Rechner. Der Konstrukteursarbeitsplatz blieb ein Forschungsprojekt.

1.3.5 CAD und FEM

Hier in Kürze die Geschichte von *Computer Aided Design* (CAD) und *Finite Element Methode* (FEM) darzustellen, kann nur rudimentär gelingen. Eine ausführliche Darstellung findet man z.B. in[5]. Wir wollen deshalb mehr auf die durch den Einsatz von CAD und FEM veränderten Bedingungen beim KEP von WZM eingehen. Die theoretischen Wurzeln der FEM gehen auf die Jahre um 1900 zurück und sind beispielsweise mit Namen, wie *Rayleigh*, *Ritz* und *Galerkin* verbunden. Numerisch für den Digitalrechnereinsatz aufbereitet wurden die Algorithmen in den 1950iger Jahren. Damit sind, vor allem wegen ihrer hervorragenden Publikationen, Namen, wie zum Beispiel *Argyris*, *Clough* und *Zienkiewicz* verknüpft. Die ersten Anwendungen der FEM fanden auf Großrechnern für den Flugzeug- und Automobilbau Mitte der 1960iger Jahre statt. Für die CAD-Systeme mussten zunächst zwei Voraussetzungen geschaffen werde. Zum Einen betraf das die theoretischen Grundlagen der grafischen Darstellung auf Digitalrechnern.



Bild 1.58 Entwicklung kommerzieller Konstruktions- und Berechnungssoftware

- L.FEM Lineare Finite Elemente Methode
- CAD Computer Aided Design
- CAM Computer Aided Manufacture
- NL.FEM Nichtlineare Finite Element Methode
- DBS Digitale Blocksimulation
- VR Virtual Reality
- MKS Mehrkörpersimulation
- KS Kinematiksimulation

Dazu entwickelte sich in den 1950iger Jahren die Computergrafik als Forschungsdisziplin. Zum Anderen setzte die Darstellungsmöglichkeit grafischer Elemente auf dem Bildschirm oder dem Drucker eine entsprechende Grafikhardware voraus. Die ersten kommerziell verfügbaren CAD- und FEM-Systeme entstanden Mitte bis Ende der 1960iger Jahre und liefen ausschließlich auf Großrechnern. Auch damit war keine ernst zu nehmende Rechnerunterstützung der Konstruktion möglich.

Die Großrechner wurden zumeist im Jobbetrieb gefahren. Das heißt, die Jobs - eine Rolle Lochstreifen oder ein Stapel Lochkarten und ein Zettel mit Anweisungen für den Operator wurden abgegeben und nach einer Bearbeitungszeit holte man seine Ergebnisse ab. Diese Bearbeitungszeit konnte je nach Priorität einen Tag, aber auch eine Woche dauern. Da die Jobs, die mit der Produktionsorganisation oder Fertigungsvorbereitung zu tun hatten, höchste Priorität bekamen, konnte die Konstruktion schon mal ein paar Tage warten. Die Eigenentwicklung von Anwendungsprogrammen war unter solchen Bedingungen praktisch unmöglich und konnte, wenn überhaupt, nur an den Hochschulen stattfinden. Auch die, dieses Manko vermeidenden, CAD-Komplettsysteme aus Hard- und Software – ein zentraler Großrechner und in der Konstruktionsabteilung mehrere Terminals auf Kleinrechnerbasis - konnten sich nur wenige große Unternehmen leisten. Der Preis war gigantisch, die Umstellungszeit zu lang, die erforderliche Qualifikation nicht vorhanden und die Systeme noch nicht ausgereift. Die Situation begann sich Mitte der 1980iger Jahre zu ändern, als die Großrechner langsam von Workstations abgelöst wurden und die AutoCAD-Software erschien. Die 1990iger Jahre verschafften dann auf Basis der Personalcomputer und grafischer Benutzeroberflächen den CAD- und FEM-Anwendungen den Durchbruch als Standardwerkzeuge im KEP . Bild 1.58 gibt einen Überblick zur Entwicklung der im KEP verwendeten Berechnungsund Entwurfssoftware.

1.3.6 PC und Standardsoftware

In den 1990iger Jahre tauschten die Konstruktionsabteilungen ihre Reißbretter gegen *Perso-nalcomputer* (PC) ein, Bild 1.59. Dabei gab es, vor allem von den älteren Konstrukteuren, Unverständnis bis Widerstand, sollten sie doch auf ihr wichtigstes Arbeitsmittel, die "Zeichenmaschine", verzichten und mehr noch, auf ihre Erfahrung und Routine mit den papiergebundenen Abläufen. Sie befürchteten, dass die "Frischlinge" ihnen, als "alte Hasen", etwas vormachen würden. Tatsächlich dauerte es gewöhnlich 3 bis 5 Jahre, ehe sich die Vorteile der rechnerunterstützten Arbeitsweise vollständig zeigten und sich die Konstrukteurserfahrung auch im neuen Umfeld bewährte.



Bild 1.59 Konstrukteure am PC, 2002, Munz

Nun hatte jeder Konstrukteur sein Textverarbeitungs-, Tabellenkalkulations-, FEM- und CAD-Programm als Standardsoftware an seinem Arbeitsplatz. Was so einfach klingt, stellte in der Praxis einen enormen Aufwand dar und glich mit den Konsequenzen einer Revolution. Die funktionierenden Organisationsabläufe und -regeln für den Informationsträger Papier mussten "über Nacht" ersetzt werden. Doch es gab noch keine, die Anforderungen der Informationsverwaltung einer Serienproduktion, mit Änderungsdienst, Bauabweichungen, Sonderausführungen, Serienfreigabe, ..., erfüllende Software. Um nicht im Datenchaos unterzugehen, wurden die Organisationsprinzipien und -regeln einfach vom Papier auf den Computer übertragen. Ungefähr für ein halbes Jahrzehnt wurde eine "Übergangsarbeitsweise" praktiziert, in der die Papierbestände zwar nach und nach digitalisiert wurden, aber weiter gepflegt werden mussten. Die Vorteile der Rechnerunterstützung konnten für die neu generierten CAD-Daten so nicht voll ausgeschöpft wurden. Im Zuge des "Rechnereinzugs" in die Konstruktionsabteilungen kam häufig ein hausgemachtes Problem hinzu. Die älteren, erfahrenen Konstrukteure taten sich schwerer mit der neuen Technik als die jungen, mit dem PC Versierten. Nicht selten bot man den Älteren Ruhestandsregelungen an und stellte Absolventen ein. Diese hatten jedoch nicht nur keine Konstruktionserfahrung, sondern waren mit FEM-Programmen, statt mit Querschnittswerten und Balkenbiegung, "groß" geworden. Sie hatten demzufolge zum Beispiel kein "Gespür" für die Steifigkeitswirkung einer Rippengestaltung oder die Auswirkungen der Last- und Randbedingungswahl bei einem FE-Modell und waren zudem "computergläubig". Das heißt, sie vertrauten unkritisch jedem Ergebnis, da ihnen die Fähigkeiten des "Überschlags" und der Schätzung abhanden gekommen waren. Es brauchte Zeit, ehe die Umstellung abgeschlossen war und sich die neuen Abläufe und Möglichkeiten etabliert hatten. Als die CAD-Systeme dreidimensional, parametrisch und featurebasiert und CAD-Daten automatisch für die FEM-Berechnung vernetzt wurden, zahlte sich die Rechnerunterstützung auch praktisch nicht nur im Zeit- sondern auch im Qualitätsgewinn aus.

1.3.7 Maschinenuntersuchung und Abnahmewerkstück

Die messtechnische Untersuchung der Werkzeugmaschinen kann aus verschiedenen Gründen, an verschiedenen Orten und in verschiedenem Umfang erfolgen. Aber irgendwie geht es am Ende immer um die Bewertung des Leistungsvermögens, der Arbeitsgenauigkeit, der Zuverlässigkeit oder der Umweltverträglichkeit. Tabelle 1.2 gibt dazu einige Beispiele. Die Maschinenuntersuchungen beim Hersteller verfolgen nicht nur das Ziel, die Einhaltung der Fertigungs- und Montagevorgaben oder bestimmter Eigenschafts- und Verhaltensgrößen zu prüfen, sie dienen auch dazu Schwachstellen der Konstruktion aufzudecken und sind damit ein wichtiges Entwicklungswerkzeug.

	Leistungsvermögen	Arbeitsgenauigkeit	Zuverlässigkeit	Umweltverträglichkeit
in der Montage beim Hersteller	Funktionsprüfung: z.B. Hauptspindel (Drehzahl, Moment, nutzbare Leistung), z.B. Werkzeugspannung (Haltekraft)	Geometrisch-kinematisches Verhalten: z.B. Hauptspindel (Rundlauf, Axialschlag), z.B. Werkzeugspannung (Einzugsgenauigkeit)	Reproduzierbarkeit: z.B. Werkzeugwechsler (Dauerprüfstand) Wiederanlaufverhalten nach Störung: z.B. Steuerung (Not-Aus-Test)	Geräuschmessung: z.B. Werkzeugwechsel Medienüberprüfung: z.B. Ölversorgung (Leckage)
bei der Abnahme vorm Kunden	Leistungsauslastung: z.B. Zerspanungsstabilität (maximale Schnittwerte am Kundenwerkstück)	Genormte Abnahmekriterien: z.B. geometrisch- kinematisches Verhalten (Positionsabweichungen) Standard- oder kundenspezifisches Abnahmewerkstück	Maschinen- und Prozessfähigkeits- ermittlung an Kundenwerkstücken	
in der Produktion beim Kunden	Bei Nachrüstung oder Komponententausch: z.B. Werkstückwechsel (Funktionsprüfung)	Nach Havarie (z.B. Kollision) oder Verschlechterung der Arbeitsgenauigkeit (z.B. Verschleiß): neuen Referenzzustand		

Tabelle 1.2 Beispiele für messtechnische Maschinenuntersuchungen

Schlesinger hat 1927 mit seiner Schrift "Die Arbeitsgenauigkeit der Werkzeugmaschinen" die Grundlagen für eine systematische Maschinenuntersuchung geschaffen, die die Basis für Normen zur Abnahme von WZM bildeten [2].



Bild 1.60 Entwicklung der Auflösung von Wegmesssystemen

Die Normung beschränkt sich jedoch in der praktischen Anwendung hauptsächlich auf die Prüfung des geometrisch-kinematischen Verhaltens, auch wenn immer wieder Versuche unternommen wurden für die anderen Verhaltensbereiche – das statische, dynamische und thermische Verhalten – Vorgehen, Kriterien und Kenngrößen zu definieren und dazu auch "Standards" bzw. Empfehlungen existieren, die Abhängigkeiten der Größen sind zu komplex, als dass sie allgemeingültig mit wenigen Kennwerten geprüft werden könnten. Hierfür hat sich mehrheitlich das vom Kunden definierte *Prüfwerkstück* durchgesetzt, welches typische Formelemente und Prozesseinstellungen enthält, die für den Kunden interessant sind.

Natürlich hängen die Möglichkeiten und Aussagefähigkeiten messtechnischer Maschinenuntersuchungen wesentlich von den zur Verfügung stehenden Messprinzipien, -geräten und methoden ab. Für die Erfassung geometrischer und kinematischer Fehler kamen zunächst nur Prüfnormale als Lineale, Winkel, Dorne und Prismen in Verbindung mit Messuhren bzw. Feinzeigern zur Anwendung. Zur Erfassung statischer und thermischer Verformungen wurden die zu untersuchenden Maschinen mit aufwändigen Messgestängen eingerüstet, an denen die Messuhren befestigt waren. In den 1950iger Jahren begannen die Schwingungsmessungen ein Schwerpunkt der Maschinenuntersuchungen an den WZM-Instituten zu werden und es kam vermehrt elektrische Messtechnik zum Einsatz. Zunächst durch berührungslose Relativmessungen mit kapazitiven und induktiven Aufnehmern, die als passive Sensoren über die schwingungsabhängige Änderung des Luftspalts ihre elektrischen Eigenschaften in einem Schwingkreis ändern. Gegen Ende der 1960iger Jahre begann sich dann die absolute Schwingungsmessung auf Basis des piezoelektrischen Effekts durchzusetzen. Ab den 1980iger Jahren kamen berührungslose optische Wegmessverfahren zum Einsatz. Bild 1.60 gibt am Beispiel der Wegmesssysteme einen schematischen Überblick zur Entwicklung der Auflösung.

Bild 1.61 zeigt wesentliche messtechnische Maschinenuntersuchung in der zeitlichen Einordnung ihrer erstmaligen Anwendung.

1920	1930	1940	1950	1960	1970	1980	
	Leistungsfähigkeit						
Schnittkrät	fte, Werkzeugstandz Zerspanbarkeit	eiten,	Zerspanung Ratterk	gsstabilität karten	Prüf- werkstücke	Fähigkeits- untersuchung	
Arbeitsgenauigkeit							
Geom Norm	etrisch-kinematische en für die Abnahme	e Schwingun Thermische	gsmessungen, Untersuchungen	Statische Schwachstellen- analyse	Prüf- werkstücke	Statistische Prüfung der Positions- genauigkeit	

Bild 1.61 Zeitliche Einordnung wesentlicher Maschinenuntersuchungen

Für den KEP besonders aussagefähig sind die statische Schwachstellenanalyse sowie die Schwingungsmessungen und die thermischen Untersuchungen. Diese Untersuchungen, beispielsweise am Prototyp, geben bei entsprechender Auswertung Hinweise für die konstruktive Weiterentwicklung beziehungsweise für konstruktive Änderungen zur Einhaltung der Verhaltensvorgaben. Bild 1.62 zeigt die prinzipielle Vorgehensweise bei der experimentellen statischen Schwachstellenanalyse [4].



Bild 1.62 Vorgehensweise bei der experimentellen Schwachstellenanalyse

Neben den von den Kunden festgelegten Abnahmewerkstücken existieren einige als Normen oder Empfehlungen definierte Prüfwerkstücke zur Ermittlung maschinentypischer Fehler. Mit Bild 1.63 sind wesentliche dieser Prüfwerkstücke zusammengestellt.

[4]



Bild 1.63 Beispiele für Standard-Prüfwerkstücke

Die Prüfwerkstücke erlauben zwar nicht in jedem Fall Einzelursachen für die am Werkstück messbaren Bearbeitungsfehler zu identifizieren, aber die Formelemente und Bearbeitungsfolgen sind so definiert, dass für die Maschinentypen weitestgehend die jeweils typischen Fehlerursachen zugeordnet werden können. Das Werkstück nach VDI 2851 ist besonders für die Abnahme von NC-Bohrmaschinen gedacht. Durch Vermessung der Bohrungsstichmaße kann zum Beispiel die Positionsgenauigkeit und Umkehrspanne der Vorschubachsen bewertet werden. Das Werkstück nach ISO 10791 ermöglicht für bahngesteuerte Fräsmaschinen beispielsweise, neben Maßabweichungen, die Ermittlung von Parallelitäts-, Rechtwinklichkeits- und Kreisformabweichungen.

1.3.8 Mit Simulation zur Virtualisierung

Bild 1.64 weist die Evolutionsstufen des Konstruierens aus [5]. Unter der Stufe "Rechnerorientierte Produktmodellierung" finden wir Virtualisierung und Simulation unter den kennzeichnenden Merkmalen. Die Anfänge von Simulation und Virtualisierung liegen allerdings bereits in der Stufe "Rechnerunterstützte Konstruktion". In Bild 1.64 sind die Entwicklung von Effizienz und Qualität des Konstruktionsprozesses dargestellt.



Bild 1.64 Entwicklung von Effizienz und Qualität des KEP

Es fällt auf, dass sowohl für die Effizienz als auch für die Qualität der Konstruktion durch die "Normenorientierte Konstruktion" und die "Rechnerunterstützte Konstruktion" die Anstiege am größten sind. Insbesondere ist der Anstieg der Effizienz in der Rechnerunterstützten Konstruktion beeindruckend. Allerdings beeinflusst die Anwendung der Simulation im KEP von Werkzeugmaschinen vorrangig die Qualität.

Simulation ist nach VDI 2013 die "Nachbildung eines Systems mit seinen dynamischen Prozessen in einem experimentierfähigen Modell, um zu Erkenntnissen zu gelangen, die auf die Wirklichkeit übertragbar sind".

Es ist also nicht alles, was ein "Modell" als "Nachbildung eines Systems" für die Berechnung verwendet, Simulation. Das eigentliche Merkmal der Simulation findet sich in den "dynamischen Prozessen". Der Stammbaum der Werkzeugmaschinendynamik, Bild 1.65, verdeutlicht die zentrale Stellung der Simulation für alle zeitlichen und nichtlinearen Veränderungen im Verhalten der WZM.



Bild 1.65 Stammbaum der Werkzeugmaschinendynamik

Mit Bild 1.66 sind "Spielarten" der Simulation zusammengestellt, wobei für die Last-Verformungs-Zeit-Analyse an WZM die Mehrkörpersystem-Simulation (MKS) sowie die Digitale Blocksimulation (DBS) große Bedeutung haben. Beide Simulationsmethoden sind an leistungsfähige Rechentechnik gebunden und wurden in den späten 1960iger Jahren an Forschungsinstituten für Großrechner entwickelt. In den 1990iger Jahren war dann auch Simulation auf PC möglich und fand mit anwenderfreundlicher Windows-Oberfläche und kommerziell vertrieben den Weg in die Industrie . Während die MKS ausschließlich mechanische Systeme abbilden kann, ist die DBS prinzipiell für Multi-Domäne-Modelle geeignet. Da für die Dynamikanalyse von WZM in der Regel Modelle mit mechanischen, antriebs- und regelungstechnischen sowie prozessbeschreibenden Anteilen benötigt werden, ist die objektorientierte DBS vorteilhaft, gegenüber der MKS. Diese kann nur in Co-Simulation den Beschreibungsbedarf abdecken.



Bild 1.66 Methoden, Anwendungen und Umgebung der Simulation

Bild 1.66 gibt eine Übersicht zu Abbildbereich, Modellen, Algorithmen, Aussagen und Analyseergebnissen.

Abbildbereich	Modelle	Algorithmen	Aussagen	Analyseergebnisse
Coometrie	Digitale	CAD-Systeme	Entwurf, Gestaltung	Abmessungen, Montierbarkeit
Geometrie	modelle	Kinematik- analyse	Bewegungsraum	WSt-WZ-Lage, Kollision …
Struktur- mechanik	Lineare Fini- te-Elemente- Modelle (einschl. Konzentrierte	Lineare FEM-Systeme (Matrizen- gleichungen)	Stationäres lineares statisches, dynami- sches und thermi- sches Verhalten der	Spannungen, Verformungen, Eigenfrequenzen, Schwingungsformen, Frequenzgänge Temperaturverteilung
thermik	Elemente.		Struktur	(Beharrungszustand, Übergangsfunktion)
Prozess- umformung	Nichtlineare Finite Ele- mente- Modelle	Nichtlineare FEM-Systeme	Nichtlineares Mate- rial- und Kontakt- verhalten von Werkzeug und Werkstück	Spannungen, Blechstärken, Versagenskriterien, Umformkräfte
Prozess- zerspanung				Spannungen, Randzonen, Oberflächen, Zerspankräfte
Magnet und Spannungsfelder			Feldgrößen-	Feldlinien und -stärkeverteilung
Strömungs- probleme	-		veriaute	Strömungslinien, Druckverteilung
Mechatron. Antriebs und	Starrkörper- modelle	MKS- Simulatoren	Nichtlineare Bewegungsdynamik	Zeitverläufe der Be- wegungs und Kraft- größen
systeme				Ansteuer- und Regel- verhalten
Elektrische Schaltkreise			Signal- und	Strom- Spannungs- verhalten
Hydraulik und Pneumatik	Netzwerk- modelle	Block- simulatoren	Zustandsgrößen- verläufe (Potential-und Flußgrößen)	Durchfluß- Druck- verhalten
Ersetzende Prozeß- beschreibung				Kraft- Verlagerungs- Verhalten
Isostationäre Thermik				Wärmestrom- Temperatur- verhalten
Logistik			Zeitdiskrete Ereignisfolge für Transport-, Spei- cher, Be-und Ver- arbeitungs, Vertei- lungsabläufe	Leistung, Durchlaufzeit, Bestand, Termintreue, Auslastung, …

 Tabelle 1.3
 Zuordnung von Modellinhalten, -algorithmen und -ergebnissen

"Die methodische Überführung eines Konstruktionsprozesses in einen rechnerintegrierten Ablauf mit gleichzeitiger Darstellungsmöglichkeit des wirklichen Verhaltens der zu entwickelnden Objekte wird *Virtualisierung* genannt"[5].

Das "wirkliche Verhalten" wird an entsprechenden Modellen "der zu entwickelnden Objekte" durch Simulation generiert. Insofern handelt es sich nicht um das "wirkliche" Verhalten, sondern um das, entsprechend dem Modellbegriff, prognostizierte Verhalten eines Modells. Die oben zitierte Definition der Virtualisierung bezieht sich nur auf den Konstruktionsprozess. Die Virtualisierung mit der Simulation des Verhaltens hat außer den Ebenen des Objektbereiches mit den Lebensphasen und den Domänen noch zwei weitere Dimensionen. Die vollständigen Sichten auf die Virtualisierung zeigt Bild 1.67. Es stellt die Vision der Virtualisierung der gesamten Beziehungen und Wechselwirkungen der Produktionstechnik dar und geht weit über die Virtuelle Produktentwicklung hinaus.



Bild 1.67 Sichten auf die Virtualisierung

Die ersten Schritte zur Umsetzung dieser Vision wurden in den 1990iger Jahren mit der digitalen Simulation des Verhaltens auf der Komponentenebene gemacht . In den folgenden Jahren wurde die Modellierung auf Anlagen und andere Verhaltensbereiche ausgedehnt sowie Wechselwirkungen berücksichtigt . Dennoch stehen wir erst am Anfang dieser Aufgabe. Bild 1.68 veranschaulicht in konkretisierter Form beispielhaft die Wechselwirkungen zwischen Ebenen und Domänen.



Bild 1.68 Prozesse und Abhängigkeiten zwischen Ebenen und Domänen

Konkret auf den KEP von WZM bezogen, sind seit den 2000er Jahren Arbeiten zur Verwirklichung des "Virtuellen Prototyp" bekannt . Die ausgewiesene Motivation dazu ist die Zeiteinsparung innerhalb des KEP, wie Bild 1.69 veranschaulicht. Durch die Einsparung von Material- und Fertigungskosten sowie von aufwändigem Messequipment mit dem Wegfall des "realen" Prototyps, trägt der Virtuelle Prototyp auch zur Ressourcenschonung bei. Während am materiell vorhandenen Prototyp die Optimierungsmöglichkeiten theoretisch und praktisch stark eingeschränkt sind, sind am Virtuellen Prototyp, das heißt am Modell, diese Grenzen weiter gefasst, womit ein Qualitätsgewinn verbunden ist, Bild 1.70.



Bild 1.69 Zeiteinsparung durch den virtuellen Prototyp



Bild 1.70 Qualitätsgewinn und Ressourcenschonung durch den virtuellen Prototyp

Systematische Herangehensweisen an den KEP von Maschinen, gekennzeichnet durch exakte Entwurfsdarstellungen mit vollständiger Bemaßung, Auslegungs- und Verhaltensberechnungen sowie deren experimentelle Überprüfung, sind allerdings keine Erscheinung der Neuzeit. *Leupold* formulierte bereits 1724 in seiner Schrift "Theatrum machinarum generale. Schauplatz des Grundes mechanischer Wissenschaften"[2] die in Bild 1.71 dem modernen Vorgehen gegenübergestellten Grundsätze für den KEP. Es ist beeindruckend, wie allgemein und weitsichtig seine Anforderungen sind. Im Folgenden sind einige Auszüge aus seinem Werk angegeben:

"...Sollten alle Künste und Maschinen, ...in einem deutlichen Riß, nach allen nötigen Stellungen, Teilen und besonderen Stücken, nach akkuratem Maßstab gezeichnet, und soviel als möglich, deutlich beschrieben, und nach der Theorie berechnet werden.

Will bei jeder Maschine, so genau als möglich, die Kraft berechnen, und was hingegen vor Effekt erfolget, oder was die Maschine jetzo tut, und nach denen Prinzipiis oder Theorie tun sollte. Woraus dann zu ersehen sein wird, wie weit die Maschine das ihre tut, ob wie viel dahero zu verbessern übrig ist.

Hierbei sollen alle mechanische und physikalische Fundamente und Ursachen, so wohl des Effekts als der Fehler, durch Experimenta und Risse deutlich erkläret werden, die Berechnung, sowohl geometrisch als mechanisch, oder wie es am allerdeutlichsten fället, Anweisungen getan werden, wo und wie man einige Verbesserungen hoffet..."

J.Leupold, 1724


Bild 1.71 Leupolds Anforderungen an den KEP im Spiegel moderner Vorgehensweisen

1.3.9 Vernetzung und Cloud

Seit Mitte der 1990iger Jahre kann ein Trend zur Vernetzung der einzelnen Software-Tools zur Produktbeschreibung und –fertigung, sowie zur Verhaltensberechnung und -messung beobachtet werden. Zunächst wurden in den unabhängigen Tools Schnittstellen für den Da-

tenaustausch implementiert, zum Beispiel zwischen CAD und FEM, FEM und MKS oder DBS und Messdatenerfassung. Mit Beginn der 2000er Jahre wurden kommerzielle Angebote von Integrationslösungen (Bild 1.58) für die automatische Vernetzung der FEM-Objekte auf der Grundlage von CAD-Daten sowie zur Co-Simulation – der Online-Kopplung von zwei Simulatoren – von nichtlinearer Prozess-FEM und MKS oder DBS bereitgestellt.

Seit etwa 2010 nutzt die Industrie zunehmend die Vernetzung zur Kommunikation, den Datenaustausch und die Softwarekopplung, sowohl innerbetrieblich als auch zu den Kunden und Geschäftspartnern. Staatlich gefördert, unter dem Projekttitel "Industrie 4.0", soll sich die Verschmelzung von realer und virtueller Produktionstechnik, auf der Basis leistungsfähiger Informationstechnik, der Cloud und dem Internet, zügig entwickeln und eine 4. Industrielle Revolution (Bild 1.72) einleiten.

"Die Wirtschaft steht an der Schwelle zur vierten industriellen Revolution. Durch das Internet getrieben, wachsen reale und virtuelle Welt zu einem Internet der Dinge zusammen. Mit dem Zukunftsprojekt Industrie 4.0 wollen wir diesen Prozess unterstützen." [BMBF]

"Industrie 4.0 ist ein Zukunftsprojekt im Bereich der Hightech-Strategie der deutschen Bundesregierung und der Industrie, mit dem in erster Linie die Informatisierung der Fertigungstechnik vorangetrieben werden soll. Das Ziel ist die "intelligente Fabrik" (*Smart Factory*), die sich durch Wandlungsfähigkeit, Ressourceneffizienz, ergonomische Gestaltung sowie die Integration von Kunden und Geschäftspartnern in Geschäfts- und Wertschöpfungsprozesse auszeichnet. Technologische Grundlage sind cyber-physische Systeme und das "Internet der Dinge"[6].



Bild 1.72 "Industrielle Revolution"

2 Grundlagen und Beispiele zur Verhaltensanalyse und bewertung

Arbeitsgenauigkeit und Produktivität sind neben Verfügbarkeit und Umweltverträglichkeit wesentliche Bewertungseigenschaften an Werkzeugmaschinen.

2.1 Verhaltensbereiche und Bedeutung der Verhaltensermittlung

Die Arbeitsgenauigkeit der WZM ist am Werkstück als Lage-, Oberflächen- und Maßgenauigkeit messbar. In Tabelle 2.1 sind Arten der Genauigkeit zusammengestellt.

Art der Genauigkeit	Definition	Messwerte	Standards
Lagegenauigkeit	Lagefehler am Werk- stück sind Form- und Richtungsabweichungen, die größer als sind als Maßabweichungen	Geradheit, Parallelität, Koaxialität, Planlauf	DIN 7150 DIN 7162 DIN 7184
Oberflächen- genauigkeit	Oberflächenfehler sind Gestaltabweichungen 1. bis 5. Ordnung von Werkstückoberflächen	Rautiefe R _t , R _z , Glättungstiefe R _p , Mittenrauwert R _a , Profiltraganteil t _p	DIN 3141 DIN 4760 DIN 4764 DIN 4766
Maßgenauigkeit	Maßungenauigkeiten werden als Bezugsmaß zwischen absoluter Werkstückabmessung und Soll-Ist- Wertdifferenz der Her- stellung dargestellt	IT6, IT7, IT8 10i, 10i₊1,6; 10i₊1,6 ² i=0,45 $\sqrt[i]{d}$ +0,001d [µm] d= $\sqrt{d1 * d2}$ i – Toleranzeinheit d _{1,2} – Nennmaßbe- reichsgrenze IT6 Passmaß	VDI 3452 VDI 3441 VDI 3442

 Tabelle 2.1
 Herstellungsgenauigkeit

Bild 2.1 zeigt Beispiele zu den Genauigkeitsarten und zur Bestimmung der Oberflächenbeschaffenheit. Herstellgenauigkeit und das Belastungs-Verformungsverhalten (Bild 2.2) sind dabei von entscheidendem Einfluss.

Lagegenauigkeit



tolerierte Achse innerhalb 0,06 mm

Oberflächengenauigkeit



tolerierte Oberflächengüte je nach Gruppe zwischen 10 ... 40 $\mu m,\,R_t$

Maßgenauigkeit



toleriertes Maß, bezogen auf den Werkstück-durchmesser 40 mm mit den Abmaßen 18 μm und 0 μm

Mittenrauwert R_a



R_a ist die Höhe des Rechtecks mit der Länge gleich der Gesamtmeßstrecke I_{m.}

Das Rechteck ist flächengleich mit der Fläche zwischen Rauheitsprofil und der mittleren Linie.

Rautiefe R_t, Glättungstiefe R_P



 R_t ist der Abstand zwischen Grund- und Bezugsprofil. R_t soll nicht mehr angewendet werden.

 R_{p} ist der Abstand des mittleren Profils zum Bezugsprofil.





R_z ist das arithmetische Mittel aus Einzelrautiefen fünf aufeinander folgender Einzelmeßstrecken

Bild 2.1 Beispiele und Definitionen zur Herstellungsgenauigkeit

Während sich die Herstellgenauigkeit – Genauigkeit der Einzelteilfertigung, der Montage und Justage – vor allem im lastfreien geometrisch-kinematischen Verhalten zeigt, beeinflussen die aus dem statischen, thermischen und dynamischen Verhalten resultierenden lastbedingten Verformungen die Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug.

Da die Steigerung der Produktivität zumeist größere Spanquerschnitte und größere Schnittund Vorschubgeschwindigkeiten und damit größere Schnitt- und Antriebskräfte bedeuten, stehen sich Produktivität und Genauigkeit zunächst als gegenläufige Forderungen gegenüber. Bild 2.3 demonstriert die Konsequenzen aus der gleichzeitigen Produktivitäts- und Genauigkeitsforderungen als Ableitung der Verhaltensforderungen.



Bild 2.2 Arbeitsgenauigkeit am Werkstück und Verhalten der Maschine



Bild 2.3 Ableitung der Verhaltensforderungen aus den Produktivitäts- und Genauigkeitsforderungen

In Bild 2.4 sind die Größenordnungen und der zeitliche Charakter der von verschiedenen Einflüssen verursachten Anteile am Bearbeitungsfehler zusammengestellt.



Bild 2.4 Zeitliche Charakteristik und Größenordnung der unterschiedlichen Einflüsse auf den Bearbeitungsfehler

2.1.1 Geometrisch-kinematisches Verhalten

Die große Bedeutung des geometrisch-kinematischen Verhaltens ergibt sich aus der direkten Einflussnahme auf die Genauigkeit. Dieser Einfluss vollzieht sich auf zweierlei Arten, wie Bild 2.5 schematisch demonstriert. Einerseits werden die Fehler am TCP direkt von den geometrischen Abweichungen, beispielsweise den Abweichungen von der Ebenheit der Aufspannfläche für das Werkstück oder den Formabweichungen der Werkzeugaufnahme, beeinflusst. Andererseits bilden geometrische Fehler die Basis für die erst bei Bewegungen auftretenden kinematischen Fehler, den Bewegungsfehlern im Raum.



Bild 2.5 Unterschied und Abhängigkeit des geometrischen und kinematischen Verhaltens

Bild 2.6 fasst wesentliche geometrisch-kinematische Fehler zusammen, die bei der Bearbeitung der Werkstücke durch Werkzeugmaschinen auftreten.



Bild 2.6 Charakteristik des geometrisch-kinematischen VerhaltensStatisches Verhalten

Statische Verformungen treten an einer elastischen Werkzeugmaschinenstruktur unter Gewichts-, Prozess- und Spannkräften auf. Allgemein wird davon ausgegangen, dass die Kräfte zeitlich konstant sind. Bei Prozesskräften trifft dies nur für den statischen Anteil zu, während bei Gewichtskräften die Position der Baugruppen eine Rolle spielt.

Für die WZM-Gestellstrukturen kann von einem linearen Belastungs-Verformungs-Verhalten ausgegangen werden. Die früher als nichtlinear zu betrachtenden Komponenten, wie verschraubte Flanschverbindungen, Gleitführungen oder Wälzkontakte, sind durch entsprechende Gestaltung und Vorspannung "linearisiert" worden.

2.1.1.1 Bedeutung und Wesen des statischen Verhaltens

Sowohl die Gewichts- als auch die Prozesskräfte verursachen, besonders bei großen Maschinen und bei Schwerzerspanung, erhebliche Verlagerungen an der Wirkstelle, Bild 2.7. Die statische Steife ergibt sich aus dem Verhältnis von statischer Last zur statischen Verformung. Dabei ist zu beachten, dass die Steife vierfach indiziert ist. Die Indizierung ergibt sich aus der Notation von Ort und Richtung für Kraft und Verformung, Bild 2.7.

Während die Gewichtskräfte absolut wirken und letztlich in die Maschinenaufstellung eingeleitet werden, wirken die Prozesskräfte relativ und der Kraftfluss schließt sich in der Maschine.



Bild 2.7 Charakteristik des statischen Verhaltens

2.1.1.2 Belastung durch Eigengewichte

Die Effekte durch Eigengewichte sind für ruhende und bewegte Baugruppen schematisch in Bild 2.8 demonstriert.



Bild 2.8 Wirkungen des Eigengewichtes

Bei *ruhenden Baugruppen* ist der Einfluss des Eigengewichtes vor allem in Fertigung und Montage zu beachten. So zeigt Bild 2.9 schematisch am Beispiel eines Bettes, dass zur Bearbeitung der Führungsflächen die gleichen Auflagepunkte zu verwenden sind, wie später

bei der Aufstellung. Es wird auch demonstriert, wie sich bei der Gestellmontage die Eigengewichtswirkungen verändern können und dass durch sogenannte Tendenzbearbeitung entgegengewirkt werden kann.



Bild 2.9: Wirkung des Eigengewichtes in Fertigung und Montage bei ruhenden Baugruppen

Bewegte Baugruppen = Strukturveränderung = Veränderte Steifigkeit am Lasteinleitungspunkt => "wandernde Lasten"

z.B.: Spindelstock horizontal auf Querträger



z.B.: Spindelstock vertikal an Seitenständer



$$x(z) = \frac{a \cdot m \cdot g}{2 \cdot E \cdot J} z^2$$

Bild 2.10 Wirkung des Eigengewichtes bei bewegten Baugruppen durch "wandernde Lasten"

Bei bewegten Baugruppen kann zwischen zwei Wirkungen der Eigengewichte unterschieden werden. Im Bild 2.10 sind Beispiele für die Verformung x(z) durch Ortsveränderungen des Schwerpunktes bei konstanter Lastgröße (wandernde Lasten) gezeigt. Bild 2.11 demonstriert

den umgekehrten Fall, veränderliche Lastgröße bei fixer Lasteinleitung (schwankende Komponenten).

Bewegte Baugruppen = Lastveränderung = Veränderte Lastgröße am Lasteinleitungspunkt => "schwankende Komponenten"





Bild 2.11 Wirkung des Eigengewichtes im Betrieb bei bewegten Baugruppen durch "schwankende Komponenten"

Die Verformung x(z) am Spindelstock folgt aus

$$x(z) = (m * g * h^2/2 * E * I) * z.$$
(2.1)

Wegen

$$F_z(\alpha) = m * g * \sin \alpha \tag{2.2}$$

wird 2

$$z(\alpha) = -F_z(\alpha)/c_G = -m * g/c_G * \sin \alpha$$
(2.3)

Am Beispiel einer stark vereinfachten Radialbohrmaschine soll die Positionsabhängigkeit der Verformung im TCP aufgrund der Eigengewichte von Ausleger und Spindelstock demonstriert werden (Bild 2.12). zeigt die Balkenstruktur und die Verformungsansätze.



Bild 2.12 Wirkung des Eigengewichtes im Betrieb bei bewegten Baugruppen im Bewegungs- (Arbeits-) raum

Über drei Parameter (Verhältnisgrößen) können die Relationen des Verfahrweges (ν), des Flächenträgheitsmomentes gegen Biegung (γ) sowie der Massen (μ) von Ausleger zu Ständer verändert werden. Als Konstanten werden Länge *L*, Elastizitätsmodul *E*, Flächenträgheitsmoment *J* und die Masse *m* angenommen. Es gelten die Beziehungen nach

$$x_0 = v * L, \ J_A = \gamma * J, \ m_s = \mu * m$$
 (2.4)

Die relativen Positionen ξ und ζ ergeben sich zu: $\xi = x/x_0$ und $\zeta = z/z_0$ ($z_0 = L$) (2.5)

Für die relativen Koordinaten (0 ... 1) oben können für die x - z - Ebene die bezogenen Verformungen am TCP in x - und z - Richtung nach den Gleichungen

$$\frac{f_x}{m * g * L^3/(EI)} = \frac{\nu}{2} * \left\{ \left(\frac{1}{2} + \mu \xi \right) * \xi^2 - \frac{\mu}{2} * \left(\frac{1}{2} + \mu \xi \right) \right\}$$

$$\frac{f_x}{m * g * L^3/(EI)} = -\nu^2 * \left\{ \left(\frac{1}{2} + \mu\xi\right) * \left(\frac{1}{2} + \xi\right) * \xi + \frac{\mu * \nu}{3 * \gamma} * \xi^3 \right\}$$
(2.7)

berechnet werden.

In Bild 2.13 sind die Ergebnisse für zwei Parameterrelationen über der Arbeitsfläche dargestellt. Deutlich ist zu erkennen, dass die Fahrt des Spindelstocks auf dem Querträger größere Verformungsänderungen hervorruft, als die Fahrt des Auslegers am Ständer.



Bild 2.13 Verformung am TCP unter Eigengewicht im Bewegungsraum

2.1.1.3 Belastung durch Prozesskräfte

Bild 2.14 veranschaulicht an einer Vertikal-Einständer-Bohr- und Fräsmaschine mit Kreuzschiebertisch in 3-Punkt-Aufstellung den innerhalb der Struktur geschlossenen Kraftfluss unter Relativbelastung durch Prozesskräfte.



Strukturanalyse unter statischen Prozesskräften



Bild 2.14 Verformungen unter Prozesskräften

Im Bild sind auch die Aufgaben der Strukturanalyse, mit Nachrechnung bzw. Messung, Schwachstellenanalyse, Parameter-, Struktur- und Topologieoptimierung, aufgezählt. Desweiteren die sind Kriterien einer Optimierung für maximaler Steifigkeit bei minimalem Werkstoffeinsatz notiert.



Bild 2.15 Wirkung der Prozesskräfte im Betrieb bei bewegten Baugruppen im Bewegungs-(Arbeits-) raum

Analog zum Beispiel der Radialbohrmaschine unter Eigengewichtsbelastung in Bild 2.11 und Bild 2.13, zeigen Bild 2.15 und Bild 2.16 das Beispiel unter Prozesskräften (Einheitskräfte im TCP).). In Bild 2.16 sind die bezogenen direkten Nachgiebigkeiten dargestellt.

$$f_x/F_x$$
 und f_z/F_z (2.8)

sowie die Kreuznachgiebigkeiten, für die gilt

$$f_x/F_z$$
 und f_z/F_x (2.9)

Die Konstanten und die relativen Positionen entsprechen den Gleichungen (2.4) und (2.5). Die Berechnung der Nachgiebigkeiten erfolgt nach den Gleichungen (2.10) bis (2.12).

$$\frac{f_x}{m*g*L^3/(EI)} = \frac{1}{24} + \frac{1}{3}*\xi^3 + \frac{\nu}{4*\gamma}\xi$$

(2.10)

•

$$\frac{f_Z}{m * g * L^3 / (EI)} = \nu^2 * \left(\frac{1}{2} + \xi + \frac{\nu}{3 * \gamma} * \xi\right) * \xi^2$$

(2.11)



Bild 2.16 Verformung am TCP unter Prozesskräften im Bewegungsraum.

Die Ergebnisse sind für zwei Relationen der Flächenträgheitsmomente von Ausleger zu Ständer gezeigt. Auch hier führt die Spindelstockfahrt auf dem Ausleger zu den größten Verformungsänderungen und in *z*-Richtung zu den größten Nachgiebigkeiten.

2.1.1.4 Belastung durch Spannkräfte

Spannkräfte weisen zumeist nur einen lokalen Kraftfluss auf und verursachen demzufolge nur lokale Deformationen.



Bild 2.17 Kräfte in der Werkzeug-Spannung

Ihre Auswirkungen auf die Relativverformung am TCP können jedoch beachtlich werden, da die die wesentlichen Spannstellen, Werkzeug- und Werkstückspannung, sich in unmittelbarer Nähe des TCP befinden. Bild 2.17 und Bild 2.18 demonstrieren die beiden Spannstellen mit den Kraftflüssen und den Problemen.



Bild 2.18 Kräfte in der Werkstück-Spannung

Wirkung der Schraubenkräfte zur Schienenbefestigung an der Trägerbaugruppe bei PSF:



Beispiel: Zwei Schienen BG 45 mit je 38 Schrauben

Länge *L*: 2000 mm; Breite *B*: 550 mm; Höhe *H*: 450 mm Kraft je Schraube: F_s = 60 kN

Verformung: $f = 330 \,\mu\text{m}; \alpha = 60 \,\mu\text{m/m}$

Bild 2.19 Spannkräfte in Bauteilverbindungen: Führungsschienen

Vor allem die aus zu großzügigen Toleranzvorgaben, Fertigungsabweichungen oder Montagefehlern herrührenden nicht idealen Auflageflächen sowie unterschiedliche thermische Verhältnisse oder Steifigkeiten können zu Abweichungen von der Symmetrie und im Ausgleich der wirkenden Kräfte zu lokalen Deformationen führen. Diese Effekte zählen häufig zu den Ursachen von Abweichungen beim Ergebnisvergleich von Messung und Berechnung, weil sie einfach nicht erkannt und damit auch nicht im Modell berücksichtigt wurden. Ein solches Beispiel ist auch in Bild 2.19 veranschaulicht.

2.1.1.5 Verformungsanalyse

Nicht jede lokale Verformung wirkt sich am TCP aus und nicht jede TCP-Verlagerung führt zu einem Bearbeitungsfehler. Wie sich Baugruppenverformungen am TCP auswirken hängt von der Transformationsfunktion ab, die zwischen Deformationsort und TCP liegt. Die Transformation ist wiederum zumeist von der Stellung der bewegten Baugruppen, also von der Kinematik, abhängig. Ob sich eine Verlagerung des TCP in einem Bearbeitungsfehler niederschlägt, ist neben ihrer Größe von ihrer Richtung zur Bearbeitungsgeometrie abhängig. Aus diesen Abhängigkeiten erklären sich auch die Schwierigkeiten einer Schwachstellenanalyse oder Optimierung. Streng genommen gilt das Ergebnis einer Schwachstellenanalyse oder Optimierung nur für die zugrundegelegte Belastungssituation, Pose im Arbeitsraum und das Formelement der Werkstückgeometrie.

An der klassischen Dreh-, Bohr- oder Schleifmaschine ist das kein Problem. Anders sieht es bei den modernen Dreh- und Fräsbearbeitungszentren aus. Diese Maschinen ermöglichen häufig durch 5-Achsbetrieb die Anwendung mehrerer Fertigungsverfahren auf einer Maschine und so die Komplettbearbeitung in einer Aufspannung.

Damit sind jedoch eine Vielzahl von Posen im Arbeitsraum sowie Orientierungen zu den Formelementen der Werkstückgeometrie genauigkeitsrelevant. veranschaulicht die prinzipiellen Verhältnisse von lokaler Deformation, Transformation an die Wirkstelle und Auswirkung auf die Werkstückgeometrie. Nehmen wir für das stark vereinfachte Beispiel von Bild 2.20 an, dass a = h ist, dann ergibt sich $\Delta x = \Delta y$ und setzen wir dafür den Wert 0,1mm und



die Ergebnisse dar.

den Kreisradius r = 50 mm, so erhalten wir für $\Delta r_x = 100 \ \mu m$ und für $\Delta r_y = 0.1 \ \mu m$.

Bild 2.20 Auswirkung lokaler Verformung an der Wirkstelle (TCP) und im Bearbeitungsfehler

Das folgende Beispiel soll zeigen, dass es durchaus sinnvolle Optimierungsaufgaben gibt und dass man zu deren Lösung nicht immer große Modelle und aufwendige Computerprogramme benötigt. Gesucht ist eine "ausgewogene" Steife der Profilschienenführung bei gegebener Gestaltung und Dimensionierung der Seitenständer eines Portals (Gestellsäulen). Bild 2.21 enthält die Aufgabenstellung, Bild 2.22 demonstriert den Lösungsweg und Bild 2.23 stellt



Verfahrständer in Kulissenschieber-Bauweise:

Berücksichtigt werden sollen die Nachgiebigkeiten E aus der Biegung der (feststehenden) Gestellsäulen E und der Profilschienenführung. L

E = 1,7*10⁵ N/mm²; B = 200 mm; H = 450 mm; s = 12 mm L = 1400 mm

Bild 2.21 Nachgiebigkeitsanteile der Struktur am TCP und Ermittlung optimaler Parameter – Aufgabenstellung

Gesucht ist eine "ausgewogene" Steife der Profilschienenführung bei gegebener Gestaltung und Dimensionierung der Seitenständer eines Portals (Gestellsäulen). Bild 2.21 enthält die

Aufgabenstellung, und die Gleichungen (2.13) bis (2.24) demonstrieren den Lösungsweg und Bild 2.23 stellt die Ergebnisse dar.



Bild 2.22 Nachgiebigkeitsanteile der Struktur am TCP und Ermittlung optimaler Parameter– Lösung

Die Federkraft F_F der Führung wirkt als Querkraft am Ende der Gestellsäulen.

$$x_{St} = (L^3/3 * E * I) * F_F$$
(2.13)

Die Federkraft F_F folgt aus

$$F_F = M/L = F_Z * A/L \tag{2.14}$$

Damit wird

$$x_{St} = (A * L^2 / 3 * E * I) * F_z$$
(2.15)

:

Die Federkraft F_F bewirkt zugleich eine Verformung der PSF-Feder

$$x_F = F_F / c_F = (A / (L * c_F)) * F_z$$
 (2.16)

Die Verformungen von Ständer x_{St} und Führung x_F transformieren sich mit der resultierenden Neigung φ über die Auskragung A in den TCP.

(2 17)

Aus

$$\varphi * L = x_{St} + 2 * x_F \tag{2.17}$$

folgt

$$\varphi = (x_{St} + 2 * x_F)/L \tag{2.18}$$

und damit

$$z = \varphi * A$$

$$= \{A[A * L^{2}/(3 * E * I) + 2 * A/(L * c_{F})]/L\} * F_{z}$$
(2.19)

beziehungsweise

$$z/F_z = A^2 * [L/(3 * E * I) + 2/(L^2 * c_F)].$$
(2.20)

Für den in Bild 2.21 abgebildeten Ständerquerschnitt gilt für das gesamte Flächenträgheitsmoment (zwei Ständer vorhanden)

$$I = 2 * I_y$$
(2.21)
$$I_y = B * H^3 / 12 - (B - 2 * s) * (H - 2 * s)^3 / 12$$
(2.22)

$$I = H^4 * [\beta - (\beta - 2 * \sigma) * (1 - 2 * \sigma)^3]/6$$
(2.23)

$$\beta = B/H$$
 und $\sigma = s/H$. (2.24)



Bild 2.23 Nachgiebigkeitsanteile der Struktur am TCP und Ermittlung optimaler Parameter -Ergebnis

In Bild 2.24 sind die Möglichkeiten der Verformungsanalyse angegeben.





Das sicher am häufigsten für die Verformungsanalyse eingesetzte Werkzeug ist die Finite-Elemente-Methode. Mit Bild 2.25 wird die FEM charakterisiert.

Rechnergestützte Verformungsanalyse mit der Finite-Elemente-Methode



Bild 2.25 Modellgestützte Berechnungsmethoden



Bild 2.26 Parameter- und Strukturoptimierung

Bild 2.26 zeigt ein einfaches Beispiel für die Parameter- und Strukturoptimierung. Die Optimierungsvariablen setzen sich aus vier Wandstärkenparametern $s_1 \dots s_4$ und zwei Parameter für die Beschreibung der Rippenlagen α , *l* zusammen.



Bild 2.27 Prinzip der Topologieoptimierung

Die Zielfunktion wird aus dem bezogenen Abstandsbetrag W_{rel} von der ständer- und schlittenseitigen Verlagerung an der Wirkstelle *S* und der bezogenen Querschnittsfläche gebildet und über ein Gradienten-verfahren zum Minimum geführt.



Bild 2.28 Beispiel Topologieoptimierung an einem Gussständer

Während für die Parameter- und Strukturoptimierung eine explizite Zielfunktion und Restriktionen formuliert werden müssen und dann über deterministische oder Zufallsverfahren die Extremwerte der Zielfunktion gesucht werden, arbeitet die Topologieoptimierung mit dem Ziel einer gleichmäßigen Werkstoffauslastung über dem Bauteilvolumen, Bild 2.28. So elegant dieser Ansatz auch erscheint, leidet er auch an dem Problem jeder Optimierung, dass das Ergebnis nur für die konkret vorgegebenen Last- und Randbedingen gilt. Dazu kommt noch, dass die Topologieoptimierung strenggenommen nur für homogene Bauteile eingesetzt werden kann. Bild 2.28 zeigt eine Anwendung der Topologieoptimierung an einem Gussständer. Das Beispiel ist einer Veröffentlichung entnommen mit der die Gießerei für entsprechende Dienstleistungen warb . Zunächst sucht man vergeblich nach den Last- und Randbedingungen, sie sind nur aus der Spannungsverteilung erahnbar und in Bild 2.29 eingezeichnet. Die topologieoptimierte Verrippung von Bild 2.28 verdeutlicht ein Problem der Topologieoptimierung. Das Ergebnis ist in der Regel so nicht fertigbar. Selbst in der nachbereiteten Form der Abbildung ist der Abguss zumindest sehr aufwendig. Da kaum ein Kern dem anderen gleicht, müssen eine Vielzahl verschiedener Kernformen angefertigt werden. Anders bei der Standardverrippung von Bild 2.28 oder der kraftflussgerechten Gestaltung



von Bild 2.29, die einen hohen Grad an gleichen Kernformen haben.

Bild 2.29 Kraftflussgerechte Verrippung

Das optimierte Ergebnis gilt nur für die Belastung mit einem Kräftepaar im oberen Ständerbereich normal zu den Führungsleisten, ohne Torsion und Seitenkraft. Das Ergebnis ist trivial und ohne Optimierung auch durch eine kraftflussgerechte Gestaltung erreichbar (Bild 2.29), mit dem Vorteil, dass in die Gestaltung von vornherein fertigungstechnische Gesichtspunkte einfließen können.



Bild 2.30 Belastungs- und Messausrüstung für die experimentelle Verformungsanalyse

Die angeführten Vergleichsangaben für Masse und Verformung und die Kostenposition sind zumindest irritierend, da niemand auf die Idee käme den Ständer massiv auszuführen. Da wäre der Vergleich zur Standardverrippung schon aussagekräftiger. Auch die Entwicklungskosten sind nur für die beauftragte Dienstleistung interessant, hier würden vielmehr die Abgusskosten interessieren.

Die experimentelle statische Verformungsanalyse beschränkt sich häufig auf die Relativbelastung und -verformungsmessung an der Wirkstelle bzw. zwischen Spindel und Tisch, wie in Bild 2.30 schematisch gezeigt ist. Soll der Deformationszustand der gesamten Maschine erfasst werden, wird ein Messgestänge benötigt mit dem die Maschine eingerüstet wird. Solche Messungen bedürfen der besonderen Sorgfalt, weil jede Deformation des Gestänges die Messung verfälscht. Da diese Messungen oft längere Zeit beanspruchen, ist auf eine konstante Umgebungstemperatur und ein thermisch ausgeglichenes Gestänge zu achten. Bereits die Handwärme kann die Messung verfälschen.

2.1.2 Thermisches Verhalten

Thermisch bedingte Abweichungen sind gegenwärtig der größte Anteil an den Fertigungsfehlern bei der spanenden Bearbeitung. Ihre Ursachen lassen sich oft nicht einfach finden und abstellen, da zwischen der Wirkung – temperaturbedingte Dehnung – und der Ursache – Wärmestrom bzw. Verlustleistung – große Zeitkonstanten liegen.

2.1.2.1 Bedeutung und Wesen des thermischen Verhaltens



Bild 2.31 Charakteristik des thermischen Verhaltens

Bild 2.31 stellt den Verlauf von der Verlustleistung, aus Zerspanungsprozess, Fluid-, Antriebs- und Bewegungssystemen, über die Wärmeübertragung innerhalb der Maschinenstruktur und zur Umgebung sowie das sich daraus entwickelnden Temperaturfeld, bis zum Verformungsfeld, welches sich durch die Temperaturänderungen über die Wärmedehnung ergibt und letzten Endes im Zusammenspiel mit der Kinematik zum Bewegungsfehler am TCP führt und sich im Bearbeitungsergebnis niederschlägt.



Bild 2.32 Produktionsentwicklung und wachsende Bedeutung des thermischen Verhaltens

Die Begründung für die wachsende Bedeutung des thermischen Verhaltens der WZM veranschaulicht Bild 2.32.

Im Wesentlichen sind es drei Trends in der Entwicklung der Produktionstechnik, die relativ und absolut zum wachsenden Anteil der thermisch bedingten Verlagerungen am Bearbeitungsfehler beitragen und zudem den Charakter des thermischen Verhaltens verändern:

- die Steigerung von Produktivität der Fertigung und Genauigkeit der Werkstücke,
- die Komponentenentwicklung zu mehr Leistungsfähigkeit, Kompaktheit, Präzision und Zuverlässigkeit
- die Entwicklung der Produktionssysteme und Prozesse zu mehr Flexibilität, Dynamik und Leistungskonzentration.

Bild 2.33 weist diese Tendenzen, die schlussendlich zu einer höheren thermischen Belastung führen, konkret für die Werkzeugmaschine aus.



Bild 2.33 Trends in der Fertigungs- und Maschinentechnik und Steigerung der thermischen Belastung

In Bild 2.34 sind die Konsequenzen der produktionstechnischen Trends für den Charakter des thermischen Verhaltens der WZM noch einmal zusammengefasst.



Bild 2.34 Konsequenzen der produktionstechnischen Innovationen

Um ein Gefühl für Größenordnungen thermisch bedingter Verlagerungen am TCP in den verschiedenen Betriebszuständen der WZM zu vermitteln, sind in Bild 2.35 typische Werte für mittlere Baugrößen von WZM angegeben.



Bild 2.35 Größenordnung thermisch bedingter Verlagerungen am TCP

Mit Bild 2.36 soll der Unterschied zwischen Leerlauf und Bearbeitung im thermisch bedingten zeitlichen Verformungsverlauf an einem Beispiel demonstriert und begründet werden.





Gegenüber Leerlauf folgt durch Bearbeitung eines Werkstückes:

- Verändertes Thermisches Verhalten,
- Größere Verlagerungen des TCP,
- Zusätzliche Wärmequellen,
- Höherer Leistungsumsatz und
- Veränderter Wärmeübergang.

2.1.2.2 Temperatur- und Verformungsentstehung

Die thermische Wirkungskette von Bild 2.37, mit ihrer Energiewandlung, Größenumformung und Transformation, beschreibt die Schritte von der Bearbeitungsaufgabe bis zum Bearbeitungsergebnis und gibt die Randbedingungen dazu an.

In Bild 2.38 ist die Grundbeziehung der Wärmebilanz am gleichmäßig erwärmten Körper notiert. Die Wärmebilanz sagt aus, dass der einem Körper mit der Kapazität C (Wärmespeichervermögen) zugeführte Wärmestrom

$$\frac{dQ}{dt} = P_{v} \qquad (Verlustleistung) \qquad (2.25)$$

gleich der Summe von gespeicherter Wärm $C * \frac{dT}{dt}$ und abgegebener Wärme $L * (T - T_{u})$

ist. Dabei ist *L* der Leitwert (Wärmeübertragungsvermögen), T_u die Umgebungstemperatur und *T* die sich gleichmäßig über den Körper einstellende Temperatur.





Bild 2.38 Wärmebilanz am gleichmäßig erwärmten Körper

In Bild 2.39 sind die Sprungantwort für den gleichmäßig erwärmten Körper und die charakteristischen Größen Zeitkonstante τ und Beharrungstemperatur T_B gezeigt sowie Verweise auf die elektrische und mechanische Analogie dargestellt. Kalorimetrische Gleichung für die Wärmespeicherung liefert für gleichmäßig erwärmten Körper:



Bild 2.39 Sprungantwort und Analogien zum gleichmäßig erwärmten Körper

Bei der Wärmeübertragung wirken drei Phänomene, die Wärmeleitung, die Konvektion und die Wärmestrahlung, Bild 2.40.



Bild 2.40 Abgeführter Wärmestrom als Wärmeübertragung

Bei der *Wärmeleitung* unterscheidet man die Leitung innerhalb eines homogenen Bauteils, die Leitung durch eine Fuge und die Leitung in den unendlichen Halbraum (praktisch z.B. ins Fundament), Bild 2.41.



Bild 2.41 Wärmeübertragung als Wärmeleitung

Die *Konvektion* beschreibt den Wärmeübergang zwischen einer Festkörperfläche und einem strömenden Fluid. Man unterscheidet die freie von der erzwungenen Konvektion, Bild 2.41. Bei der freien Konvektion handelt es sich um die natürliche Luftströmung gegen die Schwerkraft, während bei der erzwungenen Konvektion die Strömung durch einen Druckunterschied getrieben wird. Der Wärmeübergang ist abhängig von der spezifischen Wärmeleitfähigkeit, der angeströmten Länge und der Nußeltzahl. Die Nußeltzahl ist eine Ähnlichkeitskennzahl für den Wärmeübergang und ist abhängig von der Viskosität, Dichte, spezifischen Leitfähigkeit, spezifischen Kapazität sowie für die freie Konvektion von der Grashofzahl für den Auftrieb und für die erzwungene Konvektion von der Reynoldszahl für die Strömung.

Der Wärmeaustausch durch *Strahlung* findet zwischen Flächen statt, die sich gegenseitig "sehen" können. Die Intensität der Strahlungswärme ist abhängig von der Orientierung der Flächen zueinander, den Emissionseigenschaften der Werkstoffe und Oberflächen sowie dem Temperaturunterschied, Bild 2.42.







Bild 2.43 Wärmeübertragung als Strahlung

Die zur Beschreibung der Wärmespeicherung und -übertragung erforderlichen Werkstoffkenngrößen sind in der Tabelle 2.2 zu finden.



Bild 2.44 Grundtypen von Temperatur- und Verformungsfeld

	ρ	Cp	λ	а	β_l
Werkstoff	[10 ³ kg/m ³]	[Ws/kg°K]	[W/mK]	[10 ⁻⁶ m²/s]	[10 ⁻⁶ /°K]
GGL	7,2	460	50	15	11
GG	7,2	460	40	12	13
Baustahl	7,8	500	46	12	11
Hochlegierter Stahl	7,8	500	15	3,8	12
Invar (FeNi36)	8,1	520	10	2,4	1
Titanlegierungen	4,6	520	15	18	8,4
Aluminiumlegierungen	2,7	900	160	66	22
Magnesiumlegierungen	1,8	1000	150	72	26
Kupferlegierungen	8,6	380	100	31	18
Konstruktionskeramik	3 6	1000	2 100	0,3 30	3 10
Technische Kunststoffe	1,2	1500	0,25	0,14	20100
Reaktionsharzbeton	2,5	1000	2	0,8	12
Beton	2,5	1000	1	0,45	10
Granit	2,8	750	2,2	1	7
Glas	2,5	670	0,8	0,5	9
Gummi	1,2	1400	0,16	0,1	200
Wasser	1	4182	0,6	0,14	-
Öl	0,9	1800	0,15	0,9	-
Luft	0,0012	1000	0,026	22	-
Hartmetall	-	-	-	-	7

Tabelle 2.2 Werkstoffkenngrößen	der Wärmes	neicherung i	ınd –übertradund
	uel wannes	percherung u	inu –ubernagung

ρ	Dichte
λ:	spezifische Wärmeleitfähigkeit
$c_p = C/m$:	spezifische Wärmekapazität
$a = \lambda/(\rho * c_p)$:	Temperaturleitzahl

Stark vereinfacht bildet sich entsprechend

$$(dT/dt) * C + (T - T_U) * L = P_V$$
(2.26)

mit der Zeitkonstanten

$$\tau = C/L \tag{2.27}$$

eine Temperaturverteilung über der Maschinenstruktur heraus. Diese Temperaturänderungen und -differenzen führen über die Volumenausdehnung zu einem Verformungszustand, der je nach qualitativer Temperaturverteilung und Dehnungsbehinderung ausfällt, Bild 2.45. Für den homogenen Körper mit konstanter (ausgeglichener) Temperatur ΔT_m erfolgt ohne Dehnungsbehinderung die spannungsfreie volumenproportionale Dehnung

$$\Delta V = V * \beta * \Delta T_m. \tag{2.28}$$

Die thermische Längendehnung folgt aus

$$\varepsilon_{x,y,z;t} = \frac{\Delta L_{X;Y;Z}}{\Delta L_{x,y,z}} = \beta_{l:x,y,z} * \Delta T_m$$
(2.29)

mit

$$\Delta L = L * \beta_l * \Delta T_m \tag{2.30}$$

$$\beta_{l;x,y,z} = \beta_l/3 \tag{2.31}$$

und β als kubischer und β_l als linearer Wärmeausdehnungskoeffizient. Die kalorische Mitteltemperatur folgt aus

$$\Delta T_m = \frac{1}{V} \int \Delta T * dV \tag{2.32}$$

$$\Delta T_m = \frac{1}{V} \sum_i A_i * L_i * \Delta T_i$$
(2.33)

Wegen

$$\varepsilon_{th} = \varepsilon_{el} \colon \Delta L_{th} = L * \beta_l * \Delta T_m = \Delta L_{el} = F * L/(EA)$$
(2.34)

folgt die thermische Ersatzkraft F_{ers} nach Bild 2.45 zu

$$F_{ers} = E * A * \beta_l * \Delta T_m = c * L * \beta_l * \Delta T_m ;$$

$$c = E * A/L$$
(2.35)

Werte für β_l sind in Tabelle 2.2 angegeben.



Bild 2.45 Thermisch bedingte Längendehnung

Ohne Dehnungsbehinderung führt die konstante Temperaturverteilung zur spannungsfreien volumenproportionalen Dehnung, wovon sich bei den Gestellbauteilen mit ausgeprägter Längsachse vor allem die Längendehnung bemerkbar macht, Bild 2.45. Da sich die Wärmeausdehnungskoeffizienten für die Gestellwerkstoffe (Gusseisen, Stahl und Reaktionsharzbeton) in einem Bereich von $(11 ... 13) * 10^6 / K$ bewegen, ist es sinnvoll sich die Faustformel einzuprägen: Ein Meter dehnt sich bei einer Temperaturerhöhung um $1^{\circ}K$ um ca. $10 \ \mu m$ aus.

Für die lineare Temperaturverteilung, ohne Dehnungsbehinderung, stellt sich eine kugelförmige Krümmung normal zum Temperaturgradienten ein. An Gestellbauteilen mit ausgeprägter Längsachse spricht man von thermisch bedingter Biegung oder Krümmung, Bild 2.46. Sowohl die thermische Längendehnung, als auch die thermische Biegung, sind abhängig von der Temperaturdifferenz ΔT und dem werkstoffspezifischen linearen Wärmeausdehnungskoeffizienten β_l .

Bei der Längendehnung kann man eine statische Ersatzkraft definieren, die als mechanische Zugkraft dieselbe Längenänderung bewirkt. Analog kann man bei der Biegung ein Ersatzmoment bilden.

Häufig treten Überlagerungen von Dehnung und Krümmung an den Gestellbauteilen auf. In Bild 2.47 ist ein einfaches Beispiel gezeigt.



Bild 2.46 Thermisch bedingte Biegung



Bild 2.47 Überlagerung von Dehnung und Krümmung und deren Transformation an den Wirkpunkt (z.B. TCP)

Wenn die Dehnung behindert ist, treten Wärmespannungen auf. Die dazugehörigen Kräfte können erheblich werden und ergeben sich aus dem "Zurückdrücken" der gedachten freien Dehnung. Bild 2.48 und Bild 2.49 zeigen einfache Beispiele für einachsige Wärmespannungsprobleme mit unterschiedlichen Anordnungen ($A_{1,2}$), Werkstoffen ($E_{1,2}$; $\beta_{1,2}$) und Temperaturdifferenzen ($\Delta T_{1,2}$).



Bild 2.48 Einachsige Wärmespannungen durch behinderte Dehnung



Beispiel A

Beispiel B

Beispiel B:

Bild 2.49

Beispiele für einachsige Wärmespannungsprobleme

Es gilt

$$\Delta L_i = L_i * \beta_{l,i} * \Delta T_i \quad c_i = E_i * A_i / L_i$$
(2.36)

und

$$\sigma_i = F/A_i \tag{2.37}$$

Die Kraft F aus der thermischen Verformung folgt nach

$$F = c_1 * x_1 = c_2 * x_2 \tag{2.38}$$

Damit folgen für

Beispiel A:

$$s = x_1 - \Delta L_1 = \Delta L_2 - x_2 \qquad \Delta L = x_1 - \Delta L_1 = \Delta L_2 + x_2$$

$$F = (c_1 * c_2)/(c_1 + c_2) * (\Delta L_1 + \Delta L_2) \qquad F = (c_1 * c_2)/(c_1 + c_2) * (\Delta L_1 - \Delta L_2)$$

$$s = 1/(c_1 + c_2) * (c_1 \Delta L_1 - c_2 \Delta L_2) \qquad \Delta L = 1/(c_1 + c_2) * (c_1 \Delta L_1 - c_2 \Delta L_2)$$



2.1.2.3 Entstehung der thermisch bedingten Werkstückfehler

Bild 2.50 Entstehung der Werkstückabweichungen aus der thermisch bedingten Strukturverformung

Wie bei der statischen Strukturanalyse, ist auch beim thermischen Verhalten nicht jede Strukturverformung automatisch Verformung am TCP und nicht
jede TCP-Verlagerung schlägt sich in einem Bearbeitungsfehler nieder. In der Thermik kommt, gegenüber der Statik, die Zeit als Einflussgröße hinzu. Bild 2.50 zeigt schematisch die Einflüsse auf die Entstehung der Werkstückabweichungen aus der thermisch bedingten Strukturverformung.



Bild 2.51 Technologisches Fenster für die Entstehung von Werkstückabweichungen

In Bild 2.51 ist der zeitliche Ablauf der verschiedenen Referenzierungen und die zugehörigen Werkstückabweichungen an der thermisch bedingten TCP-Verformung gezeigt. Die Darstellung der verschiedenen Genauigkeitsbezüge sind in Bild 2.52 veranschaulicht. Entscheidend für die Art und Größe der Werkstückabweichungen sind der Genauigkeitsbezug und die Lage der Bearbeitungszeit an der TCP-Verlagerung.

Bild 2.53 stellt noch einmal die, auf dem Weg vom thermisch bedingten Verformungszustand über den Bewegungsfehler am TCP bis zum Bearbeitungsfehler am Werkstück, wirkenden Transformationen dar.



Bild 2.52 Die verschiedenen Genauigkeitsbezüge

Im folgenden sollen zwei Beispiele behandelt werden, die gut geeignet sind, typische Größenordnung von Temperaturen und Verlagerungen, Auswirkungen auf den Bewegungsfehler am TCP und Möglichkeiten zu deren Korrektur sowie die Vorgehensweise bei der Lösung zu demonstrieren.

Das erste Beispiel behandelt eine Einständer-Vertikal-Fräsmaschine, für die in ausgewählten Strukturpunkten Temperaturmesswerte gegeben sind. Bild 2.54 zeigt die stark vereinfachte Maschinenstruktur mit den Messpunktlagen und den Temperatur-Zeit-Verläufen. Gesucht ist die Verlagerung des TCP in der X - Z-Ebene über der Zeit. In Bild 2.55 sind im ersten Lösungsschritt die dehnungs- bzw. krümmungswirksamen Temperaturen ΔT_D bzw. ΔT_K für Ständer und Ausleger angegeben. In Bild 2.56 sind für den Ständer und in Bild 2.57 für den Ausleger die Beziehungen zur Bestimmung der dehnungs- und krümmungsbedingten Verlagerungsanteile abgeleitet. Bild 2.58 zeigt die Gesamtverlagerungen des TCP in Z- und X-Richtung aus den Anteilen von Ständer und Ausleger sowohl als zeitlichen Verlauf als auch in der Darstellung als Ortskurve.







Bild 2.54 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Aufgabenstellung



Aus den Temperaturgängen ergeben sich die folgenden dehnungs- bzw. krümmungswirksamen Temperaturen (ΔT_D , ΔT_K) für Ständer und Ausleger:

Ständer (S)							Ausleger (A)					
t(h)	T ₁ (°C)	$T_2(^{\circ}C)$	T _m (°C)	$\Delta T_{D}(K)$	∆T _K (K)	T ₃ (°C)	T₄(°C)	T _m (°C)	$\Delta T_{D}(K)$	∆T _K (K)		
0	20	20	20	0	0	20	20	20	0	0		
1	27	20	23,5	3,5	7	20	20	20	0	0		
2	30	22	26	6	8	30	20	25	5	10		
3	30	30	30	10	0	34	22	28	8	12		
4	30	32	31	11	-2	35	23	29	9	12		

Bild 2.55 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - dehnungs- und krümmungswirksame Temperaturdifferenzen



Gesamt:

- $\mathbf{x}(\mathbf{S}) = \beta_{l} * h * \Delta \mathsf{T}_{\mathsf{K}}(\mathbf{S}) * (h-d-2s)/(2b)$
- $z(S) = \beta_{I} * h * (\Delta T_{K}(S) * (a/b+1/2) \Delta T_{D}(S))$
- Bild 2.56 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP -Ständeranteile am TCP



Gesamt:

 $\begin{aligned} \mathsf{x}(\mathsf{A}) &= \beta_{\mathsf{I}} * a * (\Delta \mathsf{T}_{\mathsf{D}}(\mathsf{A}) + \Delta \mathsf{T}_{\mathsf{K}}(\mathsf{A}) * (\mathsf{s}/\mathsf{d} + 1/2)) \\ \mathsf{z}(\mathsf{A}) &= -\beta_{\mathsf{I}} * a^2 * \Delta \mathsf{T}_{\mathsf{K}}(\mathsf{A}) / (2\mathsf{d}) \end{aligned}$

Bild 2.57 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Auslegeranteile am TCP



Bild 2.58 Beispiel für den zeitlichen Verlauf thermisch bedingter Verlagerungen am TCP - Ergebnis

Das zweite Beispiel behandelt eine Horizontalbohrmaschine. Es soll, aus Genauigkeitsgesichtspunkten entschieden werden, ob der Bohrvorschub ins Werkzeug (Spindelstock am Ständer) oder ins Werkstück (Drehtischschlitten auf dem Bett) gelegt werden soll. Bild 2.59 zeigt schematisch die beiden Varianten. In der Bildmitte ist ein vereinfachtes typisches Werkstück als Getriebegehäuse, bei dem es auf die Koaxialität der Lagerbohrungen ankommt, zu sehen. Die Bettbaugruppe weist an der Oberseite wesentlich höhere Temperaturen auf als die Unterseite. Bild 2.60 zeigt die Berechnung der, durch die Temperaturdifferenzen bewirkten, Bettbiegung. Für die weitere Beurteilung sind die Verformungen der Montageflächen für den Ständer (α_1, z_1) und den Drehtischschlitten (α_2, z_2) interessant.



Bild 2.59 Alternative Kinematikkonzepte für die Horizontalbohrmaschine



Bild 2.60 Beispiel für die thermisch bedingte Biegung am Maschinenbett - Aufgabenstellung und Lösung

In Bild 2.61 ist die Transformation der deformierten Basis sowohl der Werkzeug- als auch der Werkstückseite an den TCP gezeigt. Aus den positionsabhängigen Bewegungsfehlern $\Delta x(w)$ und $\Delta w(x)$ werden Korrekturfunktionen aufgestellt. Diese werden nach den Glei-

chungen (2.39) bis (2.41) berechnet. Die Ergebnisse für die Verformung Δx und Δw am TCP des Beispiels sind in Bild 2.61 angegeben.

$$\Delta x = x_1 + x_2 = w * \alpha_1 + w * \alpha_2 = w * (\alpha_1 + \alpha_2)$$
(2.39)

$$\Delta w = w_1 - w_2$$

$$= z_1/2 + x * a_1 - [z_2/2 + (a - x) * a_2]$$
(2.40)

$$\Delta w = (z_1 - z_2)/2 + x * (\alpha_1 + \alpha_2) - a * \alpha_2$$
(2.41)



Bild 2.61 Beispiel für die thermisch bedingte Biegung am Maschinenbett - Lösung und Ergebnis

Schließlich ist in Bild 2.62 die Antwort auf die Frage nach dem Kinematikkonzept zu finden.



Bild 2.62 Beispiel für die thermisch bedingte Biegung am Maschinenbett - Auswirkung auf den Bearbeitungsfehler

2.1.2.4 Analyse des thermischen Verhaltens

Die Analyse des thermischen Verhaltens der WZM hat im Wesentlichen die Reduzierung der thermisch bedingten Bearbeitungsfehler zum Ziel. Sie kann experimentell oder modellbasiert betrieben werden, Bild 2.63.



Bild 2.63 Möglichkeiten zur thermischen Analyse







Bild 2.65 Bewertung des thermischen Verhaltens

Die möglichen Ergebnisse der Messungen bzw. Modellberechnungen zeigt Bild 2.64. Doch aus den Verlustleistungen, Temperaturen und Verformungen ist im Allgemeinen noch keine Analyseaussage möglich. Dazu braucht es die Verdichtung zu aussagefähigen Bewertungsgrößen. In Bild 2.65 sind die praktizierten Möglichkeiten zur Bewertung des thermischen Verhaltens der Werkzeugmaschine zusammengestellt. Die Bewertungsgrößen und das Vorgehen zu ihrer Ermittlung sind genormt bzw. als Empfehlungen deklariert.

2.1.2.5 Reduzierung der thermisch bedingten Verlagerungen am TCP

Die Reduzierung der thermisch bedingten Verlagerungen am TCP ist grundsätzlich beim Entwurf durch entsprechende konstruktive Maßnahmen und im Betrieb durch geeignete technologische Maßnahmen oder Korrekturverfahren möglich, Bild 2.66.



Bild 2.66 Möglichkeiten zur gezielten Beeinflussung

Im Folgenden soll kurz auf die Möglichkeiten zur gezielten Reduzierung der thermisch bedingten Bewegungsfehler am TCP eingegangen werden.

In Bild 2.67 sind Gestaltungsregeln veranschaulicht:

- Die *Wärmequellen* sollten, wenn möglich, außerhalb der Maschine angeordnet werden. Das gilt insbesondere für die Elektromotoren und für die Hydraulik.
- Der Auswahl des thermisch günstigen *Materials* sind enge Grenzen gesetzt. Einzig die beiden Materialien Granit und Invar haben besonders günstige thermische Eigenschaften; lassen sich aber nur in speziellen Fällen in WZM einsetzen.
- Die bewusste Gestaltung von *thermischer Symmetrie* ist bei der Mehrzahl der WZM möglich, allerdings zumeist nur in einer Ebene.
- Zur Anwendung der *Dehnungskompensation* finden sich bei WZM, wenn überhaupt, nur wenig Möglichkeiten.











Zusatzeinrichtungen, wie Isolation und Kühlung der Baugruppen, sind wirksame Maßnahmen zur Verbesserung des thermischen Verhaltens, sie sind aber zumeist aufwändig. Bild 2.68 fasst die Möglichkeiten zur geregelten thermischen Kompensation zusammen und gibt die Regel- und Stellgrößen an.

Die gängigen technologischen Maßnahmen umfassen:

- Die *Prozesskühlung* dient nicht nur der Kühlung und Schmierung der Werkzeugschneide. Der Kühlschmierstoff (KSS) kühlt auch das Werkstück und die Umgebung des Arbeits-raumes der Maschine. Den größten Beitrag zur thermischen Stabilisierung leistet der KSS jedoch durch das Wegspühlen der heißen Späne.
- Die *Bearbeitungsfolge* kann so gestaltet werden, dass die leistungsstarke Schruppbearbeitung in die Vorbearbeitung gelegt wird und sich nach einer Abkühlphase die Fertig-bearbeitung als Feinbearbeitung anschließt, Bild 2.69, *oben*.
- Die *Werkstückspannung* sollte so orientiert sein, dass die genauigkeitsrelevanten Bearbeitungen senkrecht zur thermischen Symmetrieebene liegen, Bild 2.69, *unten.*
- Das Warmfahren der WZM in die N\u00e4he der Beharrungstemperatur vor Fertigungsbeginn ist f\u00fcr die Genauigkeitsbearbeitung ein g\u00e4ngigges Konzept. Da das n\u00e4herungsweise Erreichen der Beharrungstemperatur 4 bis 8 Stunden dauern kann, ist es kein wirtschaftliches Vorgehen.



Bild 2.69 Beispiele für technologische Maßnahmen

Die Verfahren zur *thermischen Korrektur* sind in Bild 2.70 zusammengestellt. Das Schema ordnet auch die Eingangsgrößen (Messgrößen) zu.



Bild 2.70 Verfahren zur Korrektur thermisch bedingten Verlagerungen am TCP

2.1.3 Dynamisches Verhalten

In diesem Abschnitt soll auf das dynamische Verhalten von WZM unter der Einwirkung von Fundament- und Unwuchtschwingungen eingegangen werden. Die Federkraft- und Ratterschwingungen werden später bei den dynamischen Lastbeschreibungen sowie den typischen Experimenten bzw. den Modellberechnungen behandelt.

2.1.3.1 Bedeutung und Wesen des dynamischen Verhaltens

Das dynamische Verhalten der WZM beeinflusst vor allem die Oberflächengüte am Werkstück, die Standzeit des Werkzeuges, die Leistungsauslastung und Langzeitgüte der Maschine, Bild 2.71.



Bild 2.71 Auswirkungen von Schwingungen an Werkzeugmaschinen



Bild 2.72 Charakteristik des dynamischen Verhaltens

Bild 2.72 zeigt typische Begriffe und Charakteristika des dynamischen Verhaltens. Die Erregung ist zumeist periodisch, z.B. aus Fehlern der Antriebselemente oder wie im Bild gezeigt, aus dem unterbrochenen Schnitt. Die Darstellung der charakteristischen Schwingungsgrößen ist je nach Analyseziel im Zeit-, Modal- oder Frequenzbereich möglich.

Zur Identifikation der Schwingungsursachen an der Maschine ist das Vorgehen nach Bild 2.73 hilfreich.



Bild 2.73 Schwingungsursachen und Erregungsarten (nach Kegg)

2.1.3.2 Fundamentschwingungen, Aufstellung und Isolation

Über die Maschinenaufstellung können Schwingungen von der Maschine in die Umgebung oder von der Umgebung in die Maschine geleitet werden. Wenn die Schwingungsübertragung durch die Aufstellung gemindert werden soll, handelt es sich entsprechend um Aktivbzw. Passiv-Isolation. Für die Aktiv-Isolation sind in Bild 2.74 die Übertragungsfunktionen bei Federkraft- und Unwuchterregung angegeben. Ebenfalls im Bild findet sich für die Passiv-Isolation die Übertragungsfunktion bei Stützenerregung. Das Bild zeigt auch verschiedene Aufstellungsvarianten und die zugehörigen Ersatzparameter für ein stark vereinfachtes Modell mit einem Freiheitsgrad (Single Degree of Freedom = SDoF). Es bedeuten in Bild 2.74:

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}, \quad \eta = \Omega/\omega_0 \quad und \quad D = k/(2 * m * \omega_0)$$
(2.42)



Bild 2.74 Stützenerregung, Fundamentschwingungen und Isolation – Aufstellvarianten



Bild 2.75 Stützenerregung, Fundamentschwingungen und Isolation - Isolationsbedingungen

Die Vergrößerungsfunktionen von Bild 2.75 zeigen für das SDoF-Modell die Frequenzbereiche für eine wirksame Isolation und die Parametertendenzen zum Erreichen einer isolierenden Abstimmung. In Bild 2.76 sind Aufstellelemente und Böden mit ihren dynamischen Steifigkeiten aufgeführt. Die "Einfederung" der Aufstellung folgt über:





2.1.3.3 Unwuchtschwingungen

Die periodisch mit der Drehzahl schwankenden Unwuchtkräfte wachsen gemäß

$$F_U = m_U * r_U * \Omega^2 \tag{2.44}$$

quadratisch mit der Drehzahl.

Der Unwuchteffekt tritt auf, wenn der Schwerpunkt eines Rotors außerhalb der Rotationsachse liegt. Prinzipiell ist das immer der Fall, da Fertigungs- und Montageabweichungen nicht gänzlich vermeidbar sind. Bei den hohen Drehzahlen der HSC-Bearbeitung, insbesondere bei den kleinen Werkzeugdurchmessern der Fingerfräser, führen selbst kleinste Massen zu großen Unwuchtkräften. Da sich die Unwuchten nicht vermeiden lassen, müssen sie kompensiert – ausgewuchtet – werden. Bild 2.77 zeigt die Unwuchterregung sowie Varianten und Bedingungen der Kompensation. Die Größen ω_0 , D und η werden nach den Gleichung (2.42) berechnet.



Bild 2.77 Unwuchterregung und -kompensation

Das folgende idealisierte Beispiel soll einerseits die Bestimmung dynamischer Kennwerte demonstrieren und andererseits die Unwuchtwirkung veranschaulichen, Bild 2.78. In Bild 2.79 und Bild 2.80 ist die Lösung nachvollziehbar notiert.







Auswertung der Messdaten für die Spindel (ohne Werkzeug!): $c = F_0/x_0 = 5000 \text{ N} / 250 \ \mu\text{m} = 20 \ \text{N/}\mu\text{m};$ $D = \ln(X_1/X_n)/(2\pi(n-1)), \ n = 8 : \ D = 0.05;$ $\omega_0 = 2\pi f, \ f = 1/T, \ T = \Delta t/7 : \ \omega_0 = 350 \ \text{s}^{-1};$ $\omega_0^2 = c/m_{ers}; \ m_{ers} = c/\omega_0^2 = 163 \ \text{kg}$

Für das Spindel-<u>Werkzeug</u>-System gilt: $\omega_{0WZ} = \sqrt{c/(m_{ers}+m_{WZ})} = 337.8 \text{ s}^{-1}.$

Unter der Annahme einer durch das Werkzeug unveränderten Dämpfungskonstante k gilt $k = 2D\sqrt{cm_{ers}} = 2D_{WZ}\sqrt{c(m_{ers}+m_{WZ})},$ woraus sich

$$D_{WZ} = D\sqrt{m_{ers}/(m_{ers}+m_{WZ})} = 0.048$$
 ergibt.



Die im Leerlauf der Spindel mit dem Werkzeug auftretende Schwingungsamplitude X(n = 2000 min⁻¹) kann nur die Folge einer Unwuchtwirkung des Werkzeuges sein!

Unwuchterregung: $X(\Omega) = m_U r_U \Omega^2 / (cN)$



Bei n = 2000 min⁻¹ : $\Omega = 2\pi n = 209,44 \text{ s}^{-1}$, wird die Frequenzabstimmung zu $\eta = \Omega/\omega_{0WZ} = 0,62$ und damit N(η) = $\sqrt{(1-\eta^2)^2+4D_{WZ}^2\eta^2} = 0,6185$ Daraus folgt die Unwucht zu $m_U r_U = XcN/\Omega^2 = 0,705 \text{ kgmm}$

Resonanzdrehzahl

Resonanz: $\eta = 1$ $\Omega_R = \omega_{0WZ} = 2\pi n_R$ $n_R = \omega_{0WZ}/(2\pi) = 3225.8 \text{ min}^{-1}$ Resonanzamplitude Resonanz: $N(\eta=1) = 2D_{WZ}$

 $X_{R} = m_{U}r_{U}\Omega_{R}^{2}/(2cD_{WZ}) = 41.7 \ \mu m$

Zulässige Abweichung von Werkzeug-Schwerpunkt und Spindel-Drehachse

Für $X_R < 5 \ \mu m$ ergibt sich $m_U r_U < 0.085 \ kgmm$. Infolge $m_U = m_{WZ}$ folgt $r_U < 7 \ \mu m$ als zulässige Abweichung

Bild 2.80 Beispiel für die Bestimmung dynamischer Kennwerte und die Unwuchtwirkung – Ergebnis

2.2 Methoden der Verhaltensermittlung

Bevor das Verhalten der WZM analysiert und bewertet werden kann, muss es erst einmal ermittelt werden. Bild 2.81 zeigt die prinzipiellen Aspekte der Verhaltensermittlung durch Messung und Berechnung.



Bild 2.81 Aspekte der Verhaltensermittlung

Nicht nur die Methoden (Messwert- oder Modellbasiert) haben Einfluss auf das generelle Vorgehen zur Ermittlung des Verhaltens bzw. der Eigenschaften an WZM sondern auch die Ziele, die letztlich damit verfolgt werden. Diesbezüglich können zwei unterschiedliche Zielstellungen verfolgt werden, wie aus Bild 2.82 ersichtlich.



Bild 2.82 Ziele der Eigenschaftsermittlung und Verhaltensbereiche

2.2.1 Verhältnis von Messung und Berechnung

Das Verhältnis von Messung und Berechnung wird häufig dem Verhältnis von Praxis und Theorie gleichgestellt, was problematisch ist, wenn Praxis stillschweigend als "Wahrheit" angesehen wird. Dann wird jede Abweichung zwischen Messung und Berechnung schnell als Fehler der Berechnung oder des Modells interpretiert. Bild 2.83 provoziert bewusst mit zwei unterschiedlichen Wertungen von Praxis und Theorie. Wir sollten uns auf die Seite von *Lewin* schlagen und für ein Ineinandergreifen von Theorie und Praxis plädieren.



Bild 2.83 Zur Wertung von Praxis und Theorie

Für das Verhältnis von Messung und Berechnung können wir konkrete Aussagen gewinnen, indem wir einerseits die Quellen für Unsicherheiten von Mess- und Berechnungsergebnissen verfolgen und uns andererseits bewusst werden lassen, wovon wir die Ergebnisse ermitteln. Bild 2.84 fasst diese Überlegungen zusammen und stellt Berechnung und Experiment gegenüber.

Auf Seite der Berechnung sind es vor allem die Modellabstraktionen, die Unsicherheiten bergen. Dabei lassen sich beispielsweise die aus der Diskretisierung von Struktur und Parametern ergebenden Unsicherheiten systematisch untersuchen und eingrenzen. Wesentlich kritischer sind im Modell nicht abgebildete – da am Original unerkannt gebliebene - verhaltensrelevante Effekte. Vielfach stehen diese unerkannten Effekte mit plötzlichen Qualitätsumschlägen im Verhalten – und damit natürlich mit gravierenden Nichtlinearitäten – im Zusammenhang.

Die Beispiele dafür sind vielgestaltig, sie beginnen mit dem einfachen mechanischen Anschlag, setzen sich fort mit elasto-statischen Stabilitätsproblemen, wie dem Knicken von Balken oder dem Beulen von Wänden, zeigen sich in der dynamischen Instabilität der Selbsterregung oder finden sich im Übergang vom laminaren zum turbulenten Strömungsverhalten. Die Grundcharakteristik der im Zusammenhang mit Berechnungsergebnissen möglichen Auswertungsfehler unterscheidet sich in nichts von den Fehlern, die bei der Verarbeitung und Interpretation von Messergebnissen denkbar sind. Schließlich können auch verfahrensbedingte Berechnungsfehler Einfluss auf die Unsicherheit der Ergebnisse haben. Besonders im Zusammenhang mit der Simulation sind es die sogenannten "klassischen Simulationsdefekte" – Rundungs-, Diskretisierungs- und Phasenfehler, Diskontinuitätsstellen, Steife Systeme und Simultane Schleifen – , die vermieden werden sollten.

Die Anforderungen, die hinsichtlich Fachkenntnis und Sorgfalt an ein aussagefähiges Messergebnis zu stellen sind, stehen den Ansprüchen an ein brauchbares Berechnungsergebnis nicht nach. So, wie für die Berechnung das Modell über die Aussagequalität des Ergebnisses entscheidet, so bestimmt für die Messung die qualifizierte Gesamtplanung und Durchführung des Experimentes über die Verwendbarkeit der Resultate. Mit Messprinzip, -anordnung und ablauf sind teilweise vergleichbare Vereinfachungen und Annahmen verbunden, wie bei der Modellabstraktion für die Berechnung. Vielfach werden auch, beispielsweise bei indirekter Messung oder bei bildbasierten optischen Messverfahren, explizit Messmodelle verwendet, für deren Einfluss auf die Unsicherheit des Messergebnisses gelten dann die Aussagen über das Berechnungsmodell analog. Zur Umsetzung eines Messverfahrens ist zumeist eine ganze Messkette erforderlich. In den einzelnen Schritten der, in der Regel notwendigen, Ummuss wandlung unterschiedlicher physikalischer Größen nach Wirkje und Wandlerprinzipien mit diversen Einflüssen gerechnet werden, die sich in der Messunsicherheit des Gerätes niederschlagen. Bei mechanischen Messeinrichtungen können dies z.B. Gewichts-, Reibungs- oder Elastizitätswirkungen auf die Messkräfte sein, während für die elektrische Messung nichtelektrischer Größen die diversen Sensoren mit den Nichtlinearitäten ihrer Wandlerkennlinien und den vielfach kaum zu vermeidenden "Querempfindlichkeiten" für ausreichende Möglichkeiten von gerätebedingten Fehlereinflüssen sorgen. Ähnlich, wie bei der Berechnung die Modellfehler, sind bei der Messung die Messfehler systematisch behandelbar und bei geeignetem methodischen Vorgehen auch eingrenzbar.



Bild 2.84 Unsicherheiten bei der Berechnung der Typ-Eigenschaften und bei der Messung der Exemplar-Eigenschaften

Wirklich kritisch sind die im Bild 2.84 mit *streuende Eigenschaften* bezeichneten Einflüsse auf die Unsicherheit eines Messergebnisses. Es geht dabei um die - in mehrfacher Hinsicht - "Einmaligkeit" des Zustandes am Messobjekt im Moment der Messung. Das Exemplarische des Objektes ist in seiner realen und damit einmaligen Ausführung begründet. Unabhängig von den über das Objekt wirkenden Einflüssen der Umgebungs- und Betriebsbedingungen besitzt jede körperliche Objektinstanz "individuelle" Merkmale, z.B. aus den Material- und Fertigungstoleranzen seiner Bauteile, den speziellen Montagebedingungen oder den konkreten Einstell- und Inbetriebnahmeparametern, bis hin zu "bestätigten" Bauabweichungen. Das heißt, es existieren praktisch keine zwei - auf denselben Fertigungs-, Montage- und Inbetriebnahmeunterlagen realisierten - verhaltensgleichen Exemplare! Wir müssen uns daher stets bewusst sein, dass eine Messung an *einem* Exemplar zunächst bestenfalls aussagefähig für *dieses* Exemplar ist - jede weiterreichende Aussage bedarf der genaueren Prüfung.

Doch damit nicht genug, neben den im Objekt "installierten" Parameterstreuungen wird das Ergebnis unserer Messung ganz wesentlich durch die Umgebung beeinflusst. Dieser Einfluss teilt sich sowohl über das Objekt, als auch über die Messeinrichtung mit und ist in den seltensten Fällen wirklich reproduzierbar. Derartige Umgebungseinflüsse können beispielsweise

über Temperatur, mechanische Schwingungen, elektrische sowie magnetische Felder, Feuchtigkeit oder Luftdruck wirken. Von besonderer Bedeutung ist dabei die Temperatur, da viele der technisch relevanten Parameter temperaturabhängig sind. Beispielsweise können unterschiedliche Temperaturverhältnisse vielfältige Auswirkungen am Objekt besitzen - angefangen von der durch die thermische Dehnung beeinflussten Spiel- oder Vorspannungsänderung in Führungen und Lagerungen bis zur Beeinflussung der Reibungsverhältnisse durch thermisch bedingte Viskositätsänderungen der Schmierstoffe. Ebenso kann die Temperatur aber auch die Elemente der Messkette in ihren sensorischen, übertragenden, wandelnden und verstärkenden Eigenschaften beeinflussen, ganz abgesehen von der thermischen Dehnung der Messgestänge. Schließlich verbleiben die Auswertungsfehler als weitere Möglichkeit, zur Unsicherheit eines Messergebnisses beizutragen. Es handelt sich dabei im wesentlichen um Fehler bei der Verarbeitung und bei der Interpretation der Messergebnisse. Typische Verarbeitungsfehler, die gleichzeitig auch zu eklatanten Fehlinterpretationen führen können, sind z.B. in der Signalanalyse bei Nichtbeachtung des Abtasttheorems möglich. Bei der Interpretation von Frequenzspektren sollte man vorsichtshalber stets die sich rückwärtsdrehenden Speichenräder der Film-Postkutsche vor Augen haben.



Bild 2.85 Gültigkeit verifizierter und validierter Modelle

Wenn wir zusammenfassen, so müssen wir feststellen: Auch die Wahrheit des Experimentes ist keine absolute. Die Aussagefähigkeit begrenzt sich naturgemäß auf die jeweils konkreten Bedingungen. Sicherer Umgang mit einer experimentellen Anordnung und bewertbare Messergebnisse fordern ebenso ingenieurtechnische Solidität und Kreativität wie Modellentwicklung und Berechnung. Also nicht Rechnen und Simulieren *oder* Messen und experimentieren, sondern zweckmäßiger Umgang mit allen Möglichkeiten. Und da lässt sich nun mal parametrisch in der Simulation die Masse des bewegten Objektes wesentlich leichter verdoppeln oder halbieren als experimentell am realen Objekt. Um aber jedes Missverständnis auszuschließen: Der letzte Prüfstein für jede noch so pfiffige Theorie bleibt die Praxis, so muss sich auch die Simulation in letzter Instanz an der Effektivitätserhöhung des Produktprozesses messen lassen.

Die Einordnung der experimentellen Verifikation und Validierung soll folgend zumindest hinsichtlich der damit verbundenen Probleme angedeutet werden. Sowohl die Überprüfung des Modells durch das Experiment (Verifikation), als auch die Anpassung des Modells an das Experiment (Validierung) sind im Zusammenhang mit der Systemsimulation nicht als generelle oder umfassende Methoden zu verstehen, sondern lediglich zielgerichtet für - in der Regel recht begrenzte - Teilaufgaben einsetzbar. Es sind wiederum die simulationsrelevanten Nichtlinearitäten im Systemverhalten, welche die Effizienz beziehungsweise Aussagefähigkeit von Validierung und Verifikation unter Umständen stark begrenzen. Die Betonung dieser Begrenzung soll jedoch nicht als Reduzierung der generellen Bedeutung von Validierung und Verifikation für die Verbesserung der Qualität von Simulationsmodellen verstanden werden, sondern auf die erforderliche Sorgfalt im Umgang hinweisen.

Die Anpassung des Modells an das Original soll durch gezielte Parameterveränderungen am Modell erfolgen, indem ein Abgleich zwischen berechnetem und gemessenem Verhalten erfolgt. Dies setzt voraus, dass die das "Abgleichkriterium" bildenden Verhaltensgrößen signifikant die Parameteranpassung ausweisen und dass mit der Parameteränderung weitere, wesentliche - aber beim Abgleich nicht betrachtete - Verhaltensgrößen hinsichtlich ihrer Abbildungsgüte unbeeinträchtigt bleiben.

Die Aussagefähigkeit eines an experimentelle Ergebnisse angepassten Modells ist streng genommen nur innerhalb des experimentell untersuchten Bereiches und nur für die zum Abgleich herangezogenen Verhaltenskriterien gegeben. Damit ist die Extrapolationsfähigkeit des Modells gegebenenfalls stark begrenzt, das heißt, die Gültigkeit des Modells außerhalb des adaptierten Gebietes ist speziell zu analysieren. Bild 2.85 demonstriert dies schematisch an einfachen Beispielen.

Die Verwendung exemplarischer Einzelmessungen zur Überprüfung der Modellgüte ist kaum aussagefähig. Häufig ist es das Ziel der Modellrechnungen, das - im wahrsten Sinne des Wortes - *typische* Verhalten des zugrundeliegenden Systems zu bewerten.

Das *Typverhalten* teilt sich durch Experimente an einem Objekt jedoch nur in Verbindung mit der Wirkung der mit den Objekt- und Umgebungseinflüssen beschriebenen Verzerrungen im *Exemplarverhalten* mit. Erst wenn die Streuungen der Exemplare eines Typs Berücksichtigung finden, wird eine sinnvolle Verifikation des Modells möglich Bild 2.85. In Analogie zur Gültigkeitsbegrenzung validierter Modelle auf den experimentellen Umfang der Modellanpassung gelten die Verifikationsaussagen streng genommen ebenfalls nur für den Bereich der experimentellen Überprüfung. Darüber hinausgehende Aussagen bedürfen der speziellen Untersuchung.

2.2.2 Messwertbasierte Verhaltensermittlung – reales Experiment

Die messwertbasierte Verhaltensermittlung findet am Prototyp und in definiertem Umfang auch während der Maschinenabnahme statt. Natürlich ist bei einem Garantiestreit oder nach einer Havarie – z.B. durch eine Kollision – oder einem Komponententausch aufgrund technischem oder moralischem Verschleiß oder einer baulichen Veränderung auf Kundenwunsch, zumindest eine geometrisch-kinematische Maschinenvermessung erforderlich. Schließlich kann das Verhalten von Baugruppen bis zu ganzen Maschinen auf speziellen Prüfständen beim Hersteller oder an WZM-Instituten zur Schwachstellenanalyse, Parameterbestimmung und zum Modellabgleich gemessen werden.

Die Tabelle 2.3 stellt für die Verhaltensbereiche zu erzeugende und zu messende Größen sowie dazu verwendbare Aktoren und Sensoren zusammen.

Verhaltensbereich	zu erzeugende Größen und Aktoren (Größe / Aktor)	zu messende Größen und Sensoren (Größe / Sensor)			
Kinematik	Antriebskraft / Schwerkraft (Gewicht, Schiefe Ebene) Schubfeder, Linearmotor	Weg / translatorisches Messsystem (mechanisch, elektrisch, optisch)			
	Antriebsmoment / Gewicht-Hebel, Torsionsfeder Rotationsmotor	Winkel / rotatorisches Messsystem			
Statik	Belastungskraft / Gewicht, Schubfeder, Piezostapel, Hydraulikzylinder	Verschiebung, translat. Verformg. translatorisches Messsystem (mechanisch, elektrisch, optisch)			
		Belastungskraft / Piezo- oder Dehnmessstreifen- Kraftaufnehmer			
	Belastungsmoment / Gewicht-Hebel, Torsionsfeder, Piezo-	Verdrehung, Torsionsverformg. / rotatorisches Messsystem, Libelle			
	stapel-Hebel, Hydraulikzylinder-Hebel	Belastungsmoment / Piezo- oder Dehnmessstreifen- Momentenaufnehmer			
Thermik	Wärmestrom, Verlustleistung / definierte Belastung (z.B. Drehzahl u. Moment, Geschwindigkeit und Kraft), Widerstande Heizelgement (z.B.	Wärmestrom, Verlustleistung / Wärmestromsensor, Leistungs- messung (mechanisch, elektrisch),			
	Patrone, Matte), Peltier-Element	Temperatur / Thermometer, Thermoelement, Pyrometer, Thermographie			
Dynamik	Kraft- bzw. Moment-Zeit-Verlauf / Impuls-Hammer, hydraulischer oder elektrischer Shaker	Weg- bzw. Winkel-Zeit-Verlauf / Schwingungsaufnehmer (piezo- elektrisch, induktiv, kapazitiv), A/D-Wandler, Verstärker, Integriere			
		Frequenz, Amplitude und Phase bzw. Real- und Imaginärteil / Frequenzgang-Analysator, Modalanalyse-System			

Tabelle 2.3 Zu erzeugende und zu messende Größen in den verschiedenen Verhaltensbereichen

2.2.2.1 Typische Experimente zur Kinematik

Zunächst zählen die Abnahmevorschriften zum geometrisch-kinematischen Verhalten zu den typischen Experimenten. Je nach der speziellen Maschinenkinematik – drei- oder fünfachsig, kartesisch oder polar, seriell oder parallel, hybrid oder redundant – treten noch weitere typische kinematische Experimente hinzu. Hier soll nur eine kleine Auswahl von Messausrüstungen und -aufgaben zum geometrisch-kinematischen Verhalten kurz behandelt werden. Eine großartige ausführliche Darstellung findet sich in [7].

2.2.2.1.1 Messausrüstung

Bei der Messausrüstung können wir zwischen werkstattüblichen Prüf- und Messmitteln und spezieller Messtechnik, die zumeist teurer ist und Zusatzqualifikation erfordert, unterscheiden.

Werkstattübliche Prüf- und Messmittel

Bild 2.86 zeigt mit Lineal, Winkel und Dorn die Standard-Prüfmittel. Sie dienen vor allem als Bezugsbasis für die Messungen zur Geradheits-, Parallelitäts- und Rechtwinkligkeitsabweichungen. Da für spezielle Messaufgaben an ihren Oberflächen Messtaster entlang gleiten, bestehen für diese Prüfmittel extreme Anforderungen an die Geradheit und Oberflächenrauheit.



Bild 2.86 Werkstattübliche Prüfmittel

Die überschaubaren werkstattüblichen Messmittel für die Erfassung des geometrischkinematischen Verhaltens bestehen aus Messuhr bzw. Feinzeiger für die Messung des Weges und Neigungsmessgerät für die Messung von Winkeln, Bild 2.87.

Durch entsprechende Messaufbauten aus Lineal, Winkel, Dorn, Feinzeiger und Neigungsmessgerät lassen sich wesentliche geometrische-kinematische Abnahmen ausführen.

Bild 2.87

Feinzeiger

r Neigungsmessgerät

Laserinterferometer

Das Laserinterferometer ist ein vielseitig verwendbares, hochpräzises Messinstrument für Wege, Winkel und Geschwindigkeiten. Das Messprinzip basiert auf einem frequenzstabilen Laserstrahl, der – entsprechend der jeweils zu messenden Grö-

Werkstattübliche Messmittel

ße – durch Spezialprismen geteilt und reflektiert wird. Durch Einkopplung des reflektierten Strahls in den ausgesandten und Auswertung der Interferenzen, können Auflösungen in der Größenordnung eines Fünfzigstels der Wellenlänge des verwendeten Laserlichtes erreicht werden. Bild 2.88 stellt ein Laserinterferometer bei der Vermessung einer NC-Achse sowie die Ergebnisse dar. Der häufigste Mess- und Auswertungsumfang betrifft mindestens die:

- Statistische Prüfung der Positionsunsicherheit numerisch gesteuerter Achsen,
- Statistische Auswertungsverfahren nach DIN ISO 230-2 Prüfregeln für Werkzeugmaschinen, Teil 2: Bestimmung der Positionsunsicherheit und der Wiederholpräzision der Positionierung von numerisch gesteuerten Achsen (bisher VDI/DGQ 3441),
- Untersuchung maschinenbedingter Einflüsse auf den Positioniervorgang.

	Lineare Verschiebung	Lineare Geschwindigkeit
Messbereich	0,1 bis 40 m	1 m/s
Genauigkeit	±1,1 μm/m+0,025 μm	+0,05 %
Auflösung	0,001 µm	0,05 μm/s

 Tabelle 2.4
 Daten des Laser-Interferometers RENISHAW ML 10



Bild 2.88 Laserinterferometer



Messpositionen in mm

- B Umkehrspanne einer Achse
- M gemittelte zweiseitige Positionsabweichung einer Achse
- E zweiseitige systematische Positionsabweichung einer Achse
- A zweiseitige Positionierunsicherheit einer Achse



Mit Bild 2.90 sind das Funktionsprinzip und die optischen Komponenten für die Positionsmessung veranschaulicht. Bild 2.91 zeigt die optischen Komponenten mit Aufbauprinzip, Messbereich, Auflösung und Genauigkeit für die Messung von Position, Nicken und Gieren sowie Geradheit.









Double-Ball-Bar

Der Double-Ball-Bar (DBB), auch als Kreistester bezeichnet, ist ein Längenmesssystem, welches den Abstand zweier Kugeln bestimmt. Diese Kugeln befinden sich an den Enden eines Stabes und werden in einer magnetischen Dreipunktaufnahme fixiert. Die eine der beiden Dreipunktaufnahmen ist feststehend und legt den Mittelpunkt für eine Soll-Kreisbahn bzw. Kugeloberfläche fest, auf der die andere Dreipunktaufnahme bewegt wird. Gemessen und ausgewertet wird die Radiusabweichung für die ausgeführte Ist-Bewegung. Die, während der Bewegung erfolgende Datenaufnahme kann statisch und quasikontinuierlich bis zu einer Abtastrate von 250 Hz erfolgen.



Magnetische DreipunktaufnahmeKreistest mit dem Double-Ball-BarBild 2.92Double-Ball-Bar (DBB)

Der induktiv arbeitende Double-Ball-Bar besitzt einen kleinen Messbereich von 2 mm. Die Auflösung ist sehr hoch und beträgt 0.1µm. Die Messunsicherheit wird in einer Größenordnung von < 1µm angegeben. Über Verlängerungen können jedoch verschiedene Messradien zwischen 100 mm und 600 mm eingestellt werden. Der Messradius des DBB lässt sich mit Hilfe einer speziellen Kalibriereinheit genau bestimmen (Bild 2.92).

Kreuzgitter-Messgerät

Das Kreuzgitter-Messgerät besteht aus einer Messplatte mit einer Kreuzgitterteilung, über die ein Abtastkopf mit der ebenen Soll-Bewegungsbahn geführt wird. Die Messung erfolgt mit einem photo-elektrischen Messprinzip



Bild 2.93 Kreuzgitter-Messgerät im Einsatz auf einer WZM (Quelle: Heidenhain)

Bei einem Teilungsabstand des Gitters von 8 μ m und elektronischer Vervielfachung kann damit eine Auflösung von 10 nm erreicht. Aufgrund der Abmessungen der Kreuzgitterplatte können die zu vermessenden Bewegungsbahnen eine Ausdehnung von maximal 230 mm bis hinab zu 2 μ m haben. Als Bewegungsbahnen können nicht nur Kreise, sondern

beliebige ebene Sollbahnen abgefahren werden. Bild 2.93 zeigt ein solches Kreuzgitter-Messgerät bei der Anwendung auf einer WZM.

2.2.2.1.2 Klassische kinematische Prüfung

Geradheit	Ebenheit	Parallelität	Rechtwinkligkeit	Drehbewegung		
Geradheit einer Linie in Ebene oder Raum z.B. Tischnuten, Führungsbahnen	Ebenheit einer Fläche z.B. Aufspanntische	Parallelität von Linien und Ebenen: P. zweier Ebenen z.B. Flachführungen zueinander P. zweier Achsen z.B. Profilschienen zueinander 	Rechtwinkligkeit von Geraden und Ebenen: R. zweier Ebenen R. zweier Achsen R. von Achse zu Ebene ortsfeste bzw. Drehachse 			
Geradlinigkeit einer Bewegung:		Parallelität von Bewegungen:	Rechtwinkligkeit von Bewegungen:	Rundlauf:		
Positionsabweichung in Bewegungsrichtung Lineare Abweichungen der Bewegungsbahn eines Punktes des bewegten Bauteils Winklige Abweichungen eines bewegten Bauteiles		P. zwischen Bewegungsbahn und Ebene P. Bewegungsbahn zu Achse P. zwischen zwei Bewegungsbahnen 	R. zwischen Bewegungsbahn und Ebene R. Bewegungsbahn zu Achse R. zwischen zwei Bewegungsbahnen 	Rundheit Exzentrizität Radialschlag einer Achse an einem Punkt Rundlauf eines Bauteils in einer Schnittebene Periodischer Axialschlag Planlauf		

DIN ISO 230-1: Geometrische Genauigkeit von Maschinen

 Tabelle 2.5
 Prüfregeln für Werkzeugmaschinen

Zunächst wollen wir die klassische geometrisch-kinematische Prüfung mit werkstattüblichen Prüf- und Messmittel nach Tabelle 2.5 betrachten.

Translatorische Achsen

Für translatorische Achsen besteht Interesse an der Ermittlung der Abweichungen von der Geradheit, z.B. für die Führungen. Dabei zählt die Untersuchung der Geradheit der Führungsflächen zur geometrischen Fehlerbestimmung, während die Vermessung der Geradheit von einem, auf der Führung bewegten, Schlittens zur geometrisch-kinematischen Fehlerbestimmung zählt.



Bild 2.94 Prüfung der Geradheit mit dem Neigungsmessgerät

In Bild 2.94 schematisch das Vorgehen für die Messung der Abweichung von der Geradheit bei Verwendung des Neigungs-Messgerätes (elektronische Libelle) gezeigt. Bild 2.95 veranschaulicht, wie aus den diskreten Neigungswerten bei äquidistanten Auflageabständen die Abweichungen von der Geraden ermittelt werden können.



Bild 2.95 Auswertung der Geradheitsabweichungen aus den Neigungen

Mit Lineal, Winkel, Dorn und Messuhr bzw. Feinzeiger sind auch Parallelität und Rechtwinkligkeit zwischen Bewegungsbahn und Basis, Bewegungsbahn und Achse sowie zweier Bewegungsbahnen prüfbar, Bild 2.96.



Bild 2.96 Prüfung der Parallelität und Rechtwinkligkeit mit Prüflineal, -winkel, -dorn und Feinzeiger

Rotatorische Achsen

An rotatorischen Achsen interessieren Rund- und Planlauf einer Achse sowie Koaxialität zwischen zwei Achsen. Diese Kennwerte sind vor allem für Hauptspindeln interessant und beschreiben die Qualität der Schnittbewegung. Besonders der Rundlauf bzw. Radialschlag wirkt sich direkt auf den Bearbeitungsfehler am Werkstück aus. Die Messung des Rund- und Planlaufes mit Feinzeiger und Referenzflächen an der Hauptspindelnase wird in Bild 2.97 gezeigt. Die Darstellung veranschaulicht auch, dass die Feinzeigerauslenkung über dem Drehwinkel als Polardiagramm aufgetragen, neben dem Bewegungsfehler der Spindelachse, auch noch die Lage- und Form- bzw. Oberflächenfehler der Referenzfläche enthält. Der Bewegungsfehler der Spindelachse kann aus dem Messergebnis mit der Fourieranalyse selektiert werden. Die konstanten Koeffizienten beschreiben die Exzentrizität des Zentrierkegels zur Spindelachse und die Koeffizienten der ersten Ordnung den Formfehler. Ab der zweiten Ordnung erhält man den eigentlichen Bewegungsfehler der Spindelachse.



Bild 2.97 Prüfung auf Rundlauf (Radialschlag) und Planlauf (Axialschlag); nach [4]

In Bild 2.98 ist die Anwendung des Prüfdornes für die Vergegenständlichung einer Rotationsachse gezeigt.



Bild 2.98 Prüfung von Rundlauf und Parallelität mit dem Prüfdorn



2.2.2.1.3 Messungen mit dem Laserinterferometer

Bild 2.99 Bewegungsfehler an einem translatorisch bewegten Schlitten

Mit dem Laserinterferometer lassen sich, durch Einsatz entsprechender optischen Komponenten, alle in Bild 2.99 gezeigten Anteile des translatorischen Bewegungsfehlers bestimmen.

Positioniergenauigkeit in z-Richtung

Die Messanordnung zur Positionsmessung, mit Laserquelle, Polarisationsstrahlteiler und den Retroreflektoren, zeigt Bild 2.100.



Bild 2.100 Messung der Positionsabweichung (nach Renishaw)

Eine Positionsabweichung ergibt sich aus der Differenz von vorgegebener Soll-Position und tatsächlich erreichter Ist-Position. Will man einen einzigen Wert zur Kennzeichnung der "Positioniergenauigkeit" für eine gesamte Achse erhalten, so muss man berücksichtigen, dass längs des Verstellwegs einer Achse (theoretisch) unendlich viele Positionen existieren und dass es höchst unwahrscheinlich ist, dass in allen Positionen die gleiche Positionsabweichung vorliegt. Außerdem kann es nicht unerheblich sein, von welcher Seite die Positionen angefahren werden. Es bedarf also eines Prozedere für die Messwertermittlung und auswertung, wenn der daraus gewonnene Kennwert objektiv, reproduzier- und vergleichbar sowie aussagefähig sein soll. Diese Regeln sind in den Richtlinien VDI/DGQ 3441 bis 3445 festgelegt. Danach sind längs der Achse ausreichend viele Positionen festzulegen, die mindestens fünfmal von beiden Seiten angefahren werden müssen. Zur konkreten Umsetzung der entsprechenden Messwertgewinnung gibt es drei verschiedene Abläufe (Bild 2.101), die sich in der Messweglänge und damit der Messzeit sowie dem zeitlichen Abstand der Mesungen an einer Position unterscheiden. Die zeitlichen Eigenschaften der Verfahren sind



von Interesse, wegen der mit der Zeit veränderlichen thermischen Einflüssen.

Bild 2.101 Bewegungszyklen zur Ermittlung der Positionsunsicherheit und der Wiederholpräzision der Positionierung

Das Linearverfahren ist gekennzeichnet durch die kürzeste Messzeit, aber auch durch den größten zeitlichen Abstand zwischen der ersten und letzten Messung an einer Position. Das *Pendelschrittverfahren* stellt das andere Extrem dar, indem nacheinander in jeder Position alle Messwerte gewonnen werden. Damit liegt die größtmögliche Zeitdifferenz zwischen der Messwertgewinnung an der ersten und letzten Position und die kürzeste Zeit für die Messwerterfassung an einer Position. Das *Pilgerschritt-*

verfahren stellt einen Kompromiss aus den beiden vorgenannten Verfahren dar.



Bild 2.102 Statistische Kenngrößen für die Einzelwerte einer Messposition nach DIN ISO 230-2 Sind beispielsweise längs der Achse 10 Soll-Positionen festgelegt und werden aus jeder Richtung 5 mal angefahren, verfügen wir über 100 Messwerte, die zu einer Aussage für die Positioniergenauigkeit der Achse verdichtet werden müssen. Bild 2.102 veranschaulicht das Vorgehen zur statistischen Auswertung der Messwerte an einer Position.

Mit diesen positionsbezogenen Kenngrößen lassen sich dann nach Bild 2.103 die Aussagen für die gesamte Achse gewinnen.



Bild 2.103 Statistische Kenngrößen für eine numerisch gesteuerte Achse mit mehreren Messpositionen nach DIN ISO 230-2

Veranschaulichen wir uns das Vorgehen zunächst an einem Beispiel. Für die Vorschubachsen einer NC – Maschine wurden die Positionsabweichungen nach Tabelle 2.6 gemessen.

	Positive Richtung ↑							Negative Richtung 🖌					
	Lauf	1	2	3	4	5		Lauf	1	2	3	4	5
	000 100	-0,3 -3,9	-0,2 -3,2	-0,7 -3,1	-1,1 -3,0	-1,2 -3,0		000 100	-1,3 2,2	-1,6 1,7	-1,5 1,8	-1,3 2,1	-1,4 2,2
Position	200 300 400	-4,1 -3,5 -2,3	-2,7 -2,1 -1,5	-2,7 -2,1 -1,6	-2,5 -1,8 -1,1	-2,3 -1,9 -1,1	Position	200 300 400	3,0 3,1 2,2	2,9 2,9 2,0	2,4 2,9 1,3	2,8 3,4 1,9	3,2 3,1 1,6

Tabelle 2.6 Beispiel für die Ermittlung der Positionsabweichung nach DIN ISO 230-2 -Messwerte
Zu ermitteln sind:

je Position i:

- ein und zweiseitige Positionsabweichung $(\overline{x_i} \uparrow, \overline{x_i} \downarrow, \overline{x_i})$,
- gemittelte zweiseitige Positionsabweichung $(\overline{x_i})$,
- Umkehrspanne (B_i) und
- einseitige Standardunsicherheit $(\overline{s_i} \uparrow, \overline{s_i} \downarrow)$.

für die Achse:

- Umkehrspanne (B),
- gemittelte zweiseitige Positionsabweichung (M),
- zweiseitige systematische Positionsabweichung (E) und
- zweiseitige Positionierunsicherheit (A).

Die Ergebnisse des Beispiels sind in Bild 2.104 dargestellt. Sie bestehen aus der maximalen Umkehrspanne *B*, der gemittelten zweiseitigen Positionsabweichung *M*, der zweiseitigen systematischen Positionsabweichung *E* und zweiseitigen Positionsunsicherheit *A*.Obwohl keine der Einzelabweichungen 4,1 μ m übersteigt, ist die Positionsunsicherheit mit 7,8 μ m fast doppelt so groß, wie die größte Einzelabweichung.



Bild 2.104 Beispiel für die Ermittlung der Positionsabweichung nach DIN ISO 230-2 - Ergebnisse

Geradheitsabweichung in y-Richtung (horizontal) und in z-Richtung (vertikal)

Zur Messung der Geradheitsabweichungen in y und z wird ein Wollaston-Prisma zur Aufspaltung des Strahles und ein Geradheitsreflektor zur Reflektion der beiden Strahlen verwendet, Bild 2.105. Die Abweichung von der Geradheit verursacht eine Querbewegung des Reflektors, was zu einem Laufzeitunterschied der beiden Strahlen führt. Dieser wird im Interferometer ausgewertet und ergibt die Abweichung von der Geraden.



Bild 2.105 Messung der Geradheitsabweichung (nach Renishaw)

Winkelabweichung um die y-Achse (Nicken), um die z-Achse (Gieren) und um die x-Achse (Rollen)



Bild 2.106 Messung der Winkelabweichung von der Geradlinigkeit einer Bewegung (nach Renishaw)

Den Aufbau zur Messung von Winkelabweichungen zeigt Bild 2.106. Der Polarisationsstrahlteiler teilt den Strahl und lenkt den einen Teil orthogonal ab, während er den anderen Teil passieren lässt. Der abgelenkte Teil trifft auf einen Umlenkspiegel. So treffen zwei parallele Strahlen auf den Winkelreflektor. Dieser besteht praktisch aus zwei nebeneinander angeordneten Geradheitsreflektoren, die bei Winkelabweichungen entsprechend kippen und an den parallelen Strahlen Laufzeitunterschiede hervorrufen, die als Winkelabweichungen ausgewertet werden können.

Rechtwinkligkeit zweier Bewegungsachsen

Die Bestimmung der Abweichungen von der Rechtwinkligkeit zweier Bewegungsachsen erfordert zwei Messungen und entsprechende Messaufbauten, Bild 2.107.



Bild 2.107 Messung der Abweichung von der Rechtwinkligkeit zweier Bewegungen (nach Renishaw)

Die erste Messung bestimmt über eine Geradheitsmessung eine Bezugsachse, wie es auch nach Bild 2.96 für die Verwendung von Prüflineal und –winkel gezeigt ist. Die zweite Messung erfolgt auch als Geradheitsmessung an der zur Bezugsachse rechtwinklig liegenden Achse.



Bild 2.108 Ermittlung der Bewegungsgenauigkeit einer Linearachse – Messaufbau-Messkette

Im Folgenden sind als eine Art Zusammenfassung Vorbereitung, Messaufbau, Vorgehen und Ergebnis als Beispiel für die Ermittlung der Bewegungsgenauigkeit einer translatorischen Achse gezeigt. Bild 2.109 zeigt das Egebnis.

Aufgabe: Beurteilung der Bewegungsgenauigkeit einer einzelnen Linearachse

Vorgehen:

- Abfahren einer Geraden,
- Messung der Ist-Position,
- Ableitung von Kenngrößen(z.B. Positionierfehler, Umkehrspanne) aus den Messwerten.

Geräte (Messystem) → Laser-Interferometer (LI)

- Strahlquelle, ggf. mit "Wetterstation" zur Berücksichtigung der Umweltbedingungen,
- Strahlteiler mit Referenzstrecke,
- Reflektor (bewegt),
- Mess-und Auswerteeinheit (Auflösung 0,1 μm, Genauigkeit < 1 μm, Messbereich bis 15 m),
- ggf. zusätzliche Spiegeloptiken für weitere Freiheitsgrade,
- Mess-und Auswertesoftware.
- ggf. zusätzliche Spiegeloptiken zur Vermessung weiterer Freiheitsgrade
- Strahlquelle mit Interferometer und Auswerteeinheit, ggf. mit "Wetterstation" für Berücksichtigung der Umweltbedingungen,
- PC-Schnittstelle (PCI-Karte, USB-Modul),
- Mess-und Auswertesoftware.

Voraussetzung:

- ansteuerbare Vorschubachse,
- NC-Programm für Messbewegung (Schritt, Pilgerschritt),
- Reflektor am bewegten Bauteil angebracht (z.B.Schlitten),
- Möglichkeit zur Fixierung des Strahlteilers,
- Mess-und Auswertesoftware.

Besonderheiten:

- definierte lineare Bewegungen,
- Großer Messbereich (15 m) bei hoher Auflösung (1 nm),
- statische und dynamische Messwerterfassung möglich.
- Reflektor (an bewegter Komponente),
- Strahlteiler (feststehend),



Bild 2.109 Ermittlung der Bewegungsgenauigkeit einer Linearachse – Ergebnis Achse mit Kugelgewindetrieb, ohne Muttervorspannung

Messablauf:

- Vorbereitung:
 - Erstellen des NC-Programms für die Messbewegung der Achse,
 - Aufbau und Test der Messkette (LI, Wetterstation, PC, Software),
 - Einschalten und Warmlauf des LI,
 - Einrichten von Strahlteiler und Reflektor auf die Achsbewegung (min. seitliche Strahlabweichung, Absicherung der Strahlgüte über gesamten Messweg),
 - Nullpunkt des Messsystems setzen (Nullposition anfahren/einstellen, Zähler in Messsoftware auf 0.0 setzen)
- Messung (Experiment):
 - Abarbeiten des Messzyklus (je nach Messprocedere)
 - Statische Messung:
 - Anfahren der Sollposition(en)
 - Warten auf Beruhigung der Achse
 - Erfassen der Istposition(en)
 - Kontinuierliche Messung:
 - Abfahren der Messbahn (Gerade)
 - Abtasten (Sampling) der Istposition(en)
 - Sicherung der Messdaten

Während beim "normalen" Laserinterferometer für jede der 6 Fehleranteile einer translatorischen Bewegung (Bild 2.99), wie vorangehend gezeigt, eine Einzelmessung mit entsprechenden optischen Komponenten durchzuführen ist, zeigt Bild 2.110 den Einsatz eines 6D-Laserinterferometers zur Ausrichtung einer Profilschienenführung.



Bild 2.110 Einsatz eines 6D-Laserinterferometer zum Ausrichten einer Profilschienenführung

2.2.2.1.4 Genauigkeit im Bewegungsraum

Die Bewegungsgenauigkeit einer Achse wird gewöhnlich für einen Referenzpunkt P_R an der bewegten Baugruppe (Schlitten, Tisch, Spindelstock, Traverse, ...) als Δx_R , Δy_R , Δz_R , $\Delta \phi_{xR}$, $\Delta \phi_{yR}$, $\Delta \varphi_{zR}$ bestimmt. Wie diese Größen die Bearbeitungsgenauigkeit am Werkstück beeinflussen hängt von den Abstandskomponenten x_W , y_W , z_W ab, Bild 2.111.



Bild 2.111 Räumliche Fehlerwirkungen bei Bewegung einer Achse

Die Aufgabe in Bild 2.112 stellt ein praktisches Beispiel dar, wie die Fehlerinformationen technologisch bei der Bearbeitung genutzt werden können. Die Aufbereitung der Messwerte für die Positions- und Geradheitsabweichungen ist in Bild 2.113 gezeigt. Zunächst werden aus den Positions- und Geradheitsabweichungen die Koordinatenabweichungen für alle möglichen Bohrpositionen bei positiver und negativer Anfahrtrichtung ermittelt. Dann werden daraus positionsabhängig und in Abhängigkeit von der Anfahrtrichtung die Fehler des Stichmaßes bestimmt. Damit lassen sich, wie in Bild 2.114 veranschaulicht, die Bohrpositionen und -reihenfolge sowie die Anfahrtrichtungen für den kleinsten Stichmaßfehler festlegen.



Welche Aufspannlage

des Werkstückes auf dem Tisch

und welche Bohrreihenfolge

ist hinsichtlich des Stichmaßfehlers

am günstigsten?

Auf einer Einständer-Koordinatenbohrmaschine sollen Bohrungen mit hoher Genauigkeit des Stichmaßes gefertigt werden.

Aus der Maschinenabnahme sind die Positions- und Geradheitsabweichungen der X-Achse bekannt.

X (mm)	Δ x 1(μm)	$\Delta \overline{\mathbf{x}} {\color{red} {\downarrow}} (\mu m)$	Δz (µm)
0	-2,9	-3,8	0,0
50	-2,1	-3,4	1,8
100	-1,7	-2,9	3,2
150	-1,1	-2,0	4,1
200	-0,3	-1,1	4,7
250	0,1	-0,3	4,9
300	0,5	0,2	4,4
350	1,8	0,9	3,6
400	2,4	1,5	1,9



Bild 2.112 Beispiel für die Auswirkung von Positions- und Geradheitsabweichung auf die Bearbeitungsgenauigkeit - Aufgabenstellung



$$\begin{split} \Delta x_{\mathsf{TCP}}(x) &= \Delta x(x) + \phi_y(x) * h \\ \Delta L(x) &= \Delta x_{\mathsf{TCP}}(x + L) - \Delta x_{\mathsf{TCP}}(x) \end{split}$$

X(mm)	i	$\Delta Z(\mu m)$	φ _v (μm/m)	φ _v *h(μm)
0	1	0,0	ý 36	_ -5,40
50	2	1,8	32	-4,80
100	3	3,2	23	-3,45
150	4	4,1	15	-2,25
200	5	4,7	8	-1,20
250	6	4,9	-3	0,45
300	7	4,4	-13	1,95
350	8	3,6	-25	3,75
400	9	1,9	-34	5,10

Δx_{TCP}[†](μm) Δx_{TCP}[†] Δz h = 150 mm ΔL (μm) ΔL ↓ X(mm) s = 50 mm 6,90 6,80 0 -6,90 7,45 8,65 50 -8,20 φ_{yi} ۸7 100 -5,15 -6,35 7,60 8,50 -4,25 150 -3,35 ▶ 8,90 8,90 $\phi_{yi} = (\Delta z_{i+1} - \Delta z_{i-1})/2s$ -2,30 = 200 -1,50 9,00 8,90 250 0,55 0,45 300 2,45 2,15 5,55 350 4,65 400 7,50 6,60 i-1 i+1 s

Bild 2.113 Beispiel für die Auswirkung von Positions- und Geradheitsabweichung auf die Bearbeitungsgenauigkeit - Bearbeitung



Bild 2.114 Beispiel für die Auswirkung von Positions- und Geradheitsabweichung auf die Bearbeitungsgenauigkeit - Lösung

Bisher sind wir von einem idealen Achssystem ausgegangen, das heißt wir haben angenommen, dass die Achsen ohne Winkelfehler orthogonal sind. Bild 2.115 zeigt das Vorgehen zur Berücksichtigung der Winkelfehler der Maschinenachsen.



Bild 2.115 Fehlerwirkungen durch Winkelabweichungen der Bewegungsachsen

Die Überlagerung der Fehleranteile aus Verschiebungen am TCP infolge der Geradheitsund Winkelabweichungen der Achsen sowie der Winkelabweichungen im Achssystem sind in Bild 2.116 zusammengefasst. Die Voraussetzung für die Superposition der Achsfehler besteht in der Unabhängigkeit der Fehler einer Achse von denen aller anderen Achsen. Streng genommen ist dies jedoch nicht erfüllt, da beispielsweise die erforderlichen Messbewegungen der Achsen auch Eigengewichte verschieben.

Superposition der einzelnen Achsfehler setzt voraus:

Die Fehlereinflüsse einer jeden Achse sind von denen aller anderen Achsen entkoppelt!

Dann ergibt sich der geometrisch-kinematische Gesamtfehler am Werkstück-Punkt $P_{W0}(x_R+x_W, y_R+y_W, z_R+z_W)$ im Bewegungsraum aus:





2.2.2.1.5 Messungen mit dem Double-Ball-Bar

Zumeist wird der DBB als Kreistester verwendet, da er in einem kleinen Messbereich Radiusabweichungen erfasst und zudem die Abweichungen vom Kreis häufig direkte Aussagemöglichkeiten bezüglich des geometrisch-kinematischen Einfluss auf den Bearbeitungsfehler gestatten. Darüber hinaus lassen sich mit dem DBB beliebige Bahnen auf einer Halbkugeloberfläche abfahren (siehe Abschnitt 2.2.2.1.6). Einer der Vorteile des DBB besteht in der Automatisierbarkeit von Bahnfahrt, Messwertaufnahme und -auswertung. Im Folgenden sind wieder als eine Art Zusammenfassung Vorbereitung, Messaufbau, Vorgehen und Ergebnis (Bild 2.117) als Beispiel für die Ermittlung der Kreisformabweichung zweier translatorischer Achsen gezeigt.

Aufgabe:

Indirekte Beurteilung der Bewegungsgenauigkeit am TCP für mindestens zwei synchron interpolierte Vorschubachsen

Vorgehen:

- Abfahren einer Kreisbahn
- Messung der radialen Abweichung von der Sollbewegung
- Ableitung von Kenngrößen aus den Messwerten

Geräte (Messsystem) → Double-Ball-Bar (DBB)

- Mittelkugel mit Klemmung und magnetischer Fixierung
- magnetische Dreipunktaufnahme für DBB-Kugel
- DBB-Messsystem (1D) mit Kugel und magnetischer Dreipunktaufnahme an den Enden (Auflösung 0,1 μm, Genauigkeit <1 μm, Messbereich ±1mm)
- DBB-Verlängerungen (50/150/300 mm)
- für Absolutmessungen: Kalibrierplatte (aus ZeroDur®)→magnetische Dreipunktaufnahmenmit kalibrierten Abständen

Voraussetzung:

- mind. zwei synchron ansteuerbare Vorschubachsen
- NC-Programm für Messbewegung (Kreisbahn)
- Dreipunktaufnahme am bewegten Bauteil angebracht (z.B.Spindel)
- Möglichkeit zur Fixierung der Mittelkugel-Klemmung

Besonderheiten:

- konstante Vorschubgeschwindigkeit zur nachträglichen Zuordnung der Messwerte zu den Achspositionen
- Vor-und Nachlauf zur nachträglichen Bereinigung um Abschnitte mit nicht-konstanter Geschwindigkeit
- Triggerbewegung senkrecht zur Messbahn für nachträgliche Erkennungvon Bewegungsstart und – stop
- definierte Bewegungen auf Kreis/Kugelbahn (konstanter Abstand zu einem Punkt) erforderlich
- statische und dynamische Messwerterfassung möglich (Abtastrate 250 Hz)

Messkette:

- DBB-Messsystem (induktiv, analog-Differentialtrafo)
- Auswerteeinheit mit:
 - Sensorverstärker mit A/D Wandler
 - Mikrocontroller für Datenaufbereitung
 - serielle Schnittstelle zur digitalen Datenübertragung
- Windows-PC mit DLL (COM- Objekt)
- Mess- und Auswertesoftware

Messablauf:

Vorbereitung:

- Erstellen des NC-Programms für die Messbahn
- Aufbau und Test der Messkette (DBB, PC, Software)
- Anbringung der bewegten magnetischen Dreipunktaufnahme an der Maschine
- Anbringung der Klemmung für die Mittelkugel an der Maschine
- ggf. Kalibrierung des DBB (Nullpunkt-Offset des Messystems)

Messung (Experiment):

- Anfahren des Kreismittelpunktes
- Einklicken der Mittelkugel in die bewegte magnetische Dreipunktaufnahme
- Klemmung der Mittelkugel
- Wegfahren von der geklemmten Mittelkugel
- Anfahren des Startpunktes auf dem Kreisumfang
- Einsetzen des DBB
- Start der DBB-Messwerterfassung
- Abfahren der Messbahn (Kreisumfang/Kugeloberfläche)
- Stop der DBB-Messwerterfassung
- Sicherung der Messdaten
- Entfernung des DBB aus der Maschine

Datenaufbereitung und Auswertung

- Bereinigung um Triggerbewegung, Vor- und Nachlauf
- Bestimmung der Kenngrößen (Kreisformabweichung)
- Ergebnisdarstellung
 (Messprotokoll, Grafik)



Bild 2.117 Ermittlung der Bewegungsgenauigkeit zweier Linearachsen mit einem Kreistest – Ergebnis

Mit dem Kreistest lassen sich mehr oder weniger Fehlerursachen identifizieren. Typische Ursachen sind in Bild 2.118 mit ihren Auswirkungen auf die Kreisformabweichungen gezeigt.



Bild 2.118 Aus dem Kreistest identifizierbare Fehlerursachen (Quelle: Renishaw)

2.2.2.1.6 Kalibrierung

Unter Kalibrierung soll die messwertgestützte Bestimmung der real wirksamen Parameter des kinematischen Modells verstanden werden, um durch die Verwendung dieser in der Steuerung bei der Berechnung der Antriebs- aus den vorgegebenen TCP-Bewegungen die Bewegungsgenauigkeit zu verbessern. Bei konventionellen Werkzeugmaschinen (seriell-kartesisch) wird in der Regel auf ein explizites kinematisches Modell verzichtet, da von der "eingebauten" Orthogonalität der Achsen ausgegangen wird. Für besondere Genauigkeitsansprüche wird der Arbeitsraum vermessen und mit den räumlichen Fehleranteilen werden dann die entsprechenden Achsen korrigiert, um so die "Volumetrische Genauigkeit" zu steigern . Bei Industrierobotern und Parallelkinematiken ist ein kinematisches Modell und dessen Kalibrierung, zwingend erforderlich, um damit die Soll-Bewegungsvorgaben zu berechnen.



Bild 2.119 Merkmale und Varianten von Kalibrierverfahren

Die Darstellung in Bild 2.119 macht die Vielzahl möglicher Lösungsansätze bei der Kalibrierung deutlich. Erste und generelle Wertungsgröße für diese unterschiedlichen Verfahren ist sicher die durch die Anpassung der geometrischen Parameter eines entsprechend geeigneten kinematischen Modells erreichbare relative Verbesserung der Bewegungsgenauigkeit.



Bild 2.120 Anforderungen an Kalibrierverfahren

Ein dabei notwendigerweise zu lösendes Problem ist die - wie auch immer Elimination nichtrealisierte geometrischer Fehleranteile während der für die Kalibrierung erforderlichen Bewegungen. Dies betrifft insbesondere den Einfluss elastischer Verformungen unter verlagerten Eigengewichten sowie thermisch bedingte Verlagerungen unter veränderlichen Umgebungsund Betriebseinflüssen. Weitere Wertungskriterien lassen sich formulieren, wenn Gesichtspunkte wie "Minimierung des Gesamtaufwandes", "Tauglichkeit für die Anwendungspraxis" oder "effiziente Automatisierbarkeit"

hinzugenommen werden. Bild 2.120 zeigt sich daraus ergebende Anforderungsaspekte.

Das Kalibrierverfahren sollte hohe Anforderungen hinsichtlich Aufwandsminimum, Anwendungstauglichkeit und Effizienz erfüllen. Mit derartiger Orientierung sind die folgenden Festlegungen für Entwurf und Gestaltung eines geeigneten Kalibrierverfahrens erhältlich:

- Elimination nicht-geometrischer Anteile am Bewegungsfehler durch poseabhängige Korrektur elastischer und thermisch bedingter Verformungen mittels steuerungsintegrierter, strukturbasierter Modelle,
- Verwendung des Double Ball Bar (DBB) bei möglichst nur einer Mittelpunkt-Installation zur Generierung der Messwerte aus dem Bewegungsraum, wodurch eine Kugeloberfläche die möglichen Bahnführungen beschreibt,
- Aufbereitung der Messwerte zur Unterdrückung von Messrauschen und Ausreißern durch Approximation von Bahnparametern mit der Fourier-Analyse, wodurch eine periodische Bahnführung erforderlich wird.

Die weitere Diskussion der Kalibrierung gestaltet sich wesentlich anschaulicher, wenn eine konkrete Kinematik zugrunde gelegt wird. Wir entscheiden uns für eine Parallelkinematik als Hexapod, Bild 2.121.



Bild 2.121 Kinematisches Modell und Kalibrierparameter des Hexapod

Durch die Korrektur elastisch und thermisch bedingter Anteile am Bewegungsfehler verbleiben für quasistationäre Posefehler hauptsächlich die systematischen Einflüsse aus den Differenzen zwischen den zur kinematischen Transformation in der Steuerung benutzten und den an der Maschine exemplarisch real wirksamen Parametern. Diese – beim Hexapod 42 – unbekannten Parameterabweichungen sollen folgend im Rahmen der geometrischen Kalibrierung auf der Grundlage geeigneter Messdaten bestimmt werden.

Die Verwendung des DBB zur Generierung der für die Identifikation der kinematischen Transformationsparameter erforderlichen Messwerte wurde aufgrund der sich nach den Wertungsgesichtspunkten von Bild 2.120 ergebenden Vorteile entschieden. Damit ist jedoch noch nichts über die zweckmäßige Anzahl, Größe, Lage und Erzeugung – beim Hexapod ist beispielsweise die Überlagerung von Plattformneigungen möglich – der Messkreise ausgesagt. Berücksichtigt man, dass die Anwendung des DBB nicht auf Kreisbahnen beschränkt ist, sondern beliebige Bahnführungen auf der Oberfläche von Halbkugeln möglich sind, so werden die erheblichen Freiheiten bei der Wahl der Messbahn deutlich, welche gezielt zur Steigerung der Effizienz des Kalibrierverfahrens genutzt werden können.

Die Konstruktion einer "optimalen" Messbahn für die Verwendung des DBB steht offensichtlich in unmittelbarem Zusammenhang mit den Eigenschaften des kinematischen Systems – hier interessieren insbesondere die Sensitivität der Bahnabweichungen auf Änderungen der kinematischen Parameter sowie deren Grad an Orthogonalität, dem Charakter der für das Suchverfahren zur Parameteridentifikation eingesetzten Zielfunktion – dabei geht es um die Aussagefähigkeit der an der Bahn und deren Abweichungen formulierten Kriterien in Bezug auf die Verbesserung der geschätzten Parameter sowie der Gestaltung des Suchverfahrens selbst – d.h. der Art, Parametrierung und Führung des Optimierungsverfahrens.

Bild 2.122 demonstriert am simulierten Kreistest den Einfluss der Bahnerzeugung – ohne bzw. mit orientierter Neigung der Bewegungsplattform, sowie des Kriteriums – quadratische Summe bzw. Extremwerte der Kreisbahnabweichungen, auf das Ergebnis einer Sensitivitätsanalyse über die 42 kinematischen Parameter. Ebenfalls dargestellt sind die für alle Bahnen mit orientierter Neigung auf einer Halbkugeloberfläche simulierten Orte und Größen für die Extremwerte der 42 Einzelfehlerwirkungen. Es liegt nahe Testbahnen zu konstruieren, welche möglichst diese Orte durchlaufen.



Bild 2.122 Bestimmung der Parametersensitivität für die Wahl der Messbahn

Ein weiterer Aspekt der Messwertgenerierung betrifft die Anzahl und Lage der über der Bahn tatsächlich diskret zu erfassenden Radiusabweichungen. Diese Festlegung wiederum ist abhängig von der weiteren Verarbeitung der Messwerte. Da zur Unterdrückung des unvermeidlichen "Messrauschens" und im Zusammenhang mit der nachfolgenden simulationsgestützten Parameteroptimierung eine Glättung und Reduktion der Messdaten über die FFT (Schnelle Fouriertransformation - Fast Fourier Transformation) erfolgt, hat sich eine Zweierpotenz für die Anzahl sowie eine bahnäquidistante Lage als zweckmäßig für die Messwerterfassung erwiesen.



Den Gesamtablauf der simulationsgestützten Kalibrierung veranschaulicht Bild 2.123.

Bild 2.123 Schematischer Ablauf zur simulationsgestützten Kalibrierung

Charakteristisch für das Verfahren ist die Verbindung der Simulation von Bahnfehlern für die zu bewertenden Parametersätzen mit der Optimierung auf Grundlage genetischer Algorithmen.

Die damit bisher erreichten Kalibrierergebnisse zeigt Bild 2.124.



Bild 2.124 Wirkung der Kalibrierung an einer räumlichen Messbahn

Mit einem Double-Ball-Bar wurde die Radiusabweichung über der, in Bild 2.124 rechts unten dargestellten, räumlichen Bewegungsbahn vermessen (Halbkugel R=300 mm, Plattformneigung 15°, Neigungsrichtung variabel).

Die Größenordnung des Bewegungsfehlers für die unkorrigierte Bahn (Bild 2.124 Kurve 1) deckt sich mit den Ergebnissen der durchgeführten laserinterferometrischen Vermessungen geradliniger Bewegungsbahnen im Arbeitsraum. Insofern sind mit dem Double-Ball-Bar vergleichbare Aussagen zur Positioniergenauigkeit möglich, allerdings für annähernd den gesamten Arbeitsraum, mit deutlich weniger Aufwand an Zeit und Messtechnik sowie mit automatisierbaren Messabläufen. Wie erwartet, bringt die geometrisch-kinematische Korrektur auf Grundlage des kalibrierten kinematischen Modells wesentliche Genauigkeitsverbesserungen (Kurve 2). Weitere Genauigkeitsgewinne ergeben sich mit der Korrektur elastostatischer Fehleranteile (Kurve 3).

Unter Berücksichtigung der Tatsache, dass die erreichbare Genauigkeit wegen spielbehafteter Kardangelenke (ca. 40 μ m) an der untersuchten Hexapodstruktur einfacher Bauart prinzipbedingt begrenzt ist, bestätigen diese Ergebnisse eindrucksvoll den verfolgten Kalibrieransatz.

2.2.2.1.7 Anmerkungen zum Genauigkeitsbegriff

Spätestens jetzt sind einige Bemerkungen zu den Begrifflichkeiten angebracht. Neben der Tatsache, dass für ein Attribut mehrere Begriffe existieren, ist es auch irritierend, wenn Qualitäts- und Abweichungsbegriffe durcheinander gehen. In *DIN 55350* wird Genauigkeit als *qualitative Bezeichnung für das Ausmaß der Annäherung* von Ermittlungsergebnissen *an den Bezugswert* gedeutet. Es wird dringend davon abgeraten, quantitative Angaben für dieses Ausmaß der Annäherung "Genauigkeit" zu versehen. Für quantitative Angaben gilt der Begriff "Ergebnisunsicherheit" oder beim Messen "Messunsicherheit". Entsprechend kann nach Spur [8], "Maschinengenauigkeit als qualitativer Begriff für das Ausmaß einer Annäherung von Ermittlungsergebnissen auf Bezugswerte für ein spezifisches Funktionsverhalten" definiert werden.

Es soll uns hier nicht um die in diesem hervorragenden Buch systematisch und umfassend dargestellten Grundlagen, Bestandteile und Zusammenhänge produktionstechnisch relevanter Genauigkeitsbezüge gehen, sondern um die Frage des konsequenten Umganges mit der normgemäßen Fixierung des gualitativen Charakters des Genauigkeitsbegriffes und der sich daraus ergebenden praktischen Probleme hinsichtlich der Sinnfälltigkeit sowie der allgemeinen Fragestellung nach der zwingenden Notwendigkeit dieser Fixierung. Zunächst ist festzustellen, dass es offensichtlich auch eine Frage der Zeit ist, bis sich die Begrifflichkeiten in den Schriftsätzen von Normen und Publikationen konsequent und konsistent darstellen. So steht beispielsweise die VDI/DGQ 3441 noch unter der Überschrift "Statistische Prüfung der Arbeits- und Positionsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen". Der Vorspann bemüht sich aber bereits um die normgerechte Begriffsdeutung: "In Anlehnung an den durch Normen empfohlenen Sprachgebrauch, z.B. bei einem Messgerät die Messgenauigkeit direkt durch das Maß der Messunsicherheit auszudrücken, werden in dieser Schrift die Begriffe Fertigungsunsicherheit als Maß für die Fertigungsgenauigkeit, Arbeitsunsicherheit als Maß für die Arbeitsgenauigkeit und Positionsunsicherheit als Maß für die Positionsgenauigkeit gewählt." Die auf dieser Richtlinie fußende DIN ISO 230-2 trägt nun die "konformere" Bezeichnung "Bestimmung der Positionierunsicherheit und der Wiederholpräzision der Positionierung von numerisch gesteuerten Achsen" und verzichtet damit auf die Auseinandersetzung mit den Begriffen der qualitativen Genauigkeit und quantitativen Unsicherheit. Allerdings taucht nun anstelle der Genauigkeit die mit dieser verwandte Präzision auf. Nach DIN 55350 ist Präzision die qualitative Bezeichnung für das Ausmaß der gegenseitigen Annäherung voneinander unabhängiger Ermittlungsergebnisse bei mehrfacher Anwendung eines festgelegten Ermittlungsverfahrens unter vorgegebenen Wiederholbedingungen. In diesem Sinne ist Wiederholpräzision einerseits begrifflich ein "weißer Schimmel" und andererseits kein Maß. Letzteres wird problematisch, da die Norm die Wiederholpräzision der Positionierung R als Kennwert – und damit als Maß – aus Standardunsicherheit s und Umkehrspanne B bildet.

z.B.: $R = max. (R_i)$ mit $R_i = max(2s_i \uparrow + 2s_i \downarrow + |B_i|; R_i \uparrow; R_i \downarrow)$ (2.45)

Die damit zusätzlich verbundenen Schwierigkeiten mit der Sinnfälltigkeit, wenn sich für große Werte von Standardunsicherheit und Umkehrspanne – also eine "schlechte" Achse – auch große Werte für die Wiederholpräzision ergeben, mögen subjektiver Natur sein. Dennoch sollte auch – oder gerade – im technischen Bereich das natürliche Sprachempfinden nicht unnötig verletzt werden. Und wenn schon, dann wenigstens konsequent. Schauen wir uns dazu Beispiele aus der DIN ISO 230-1 an. Für den Bereich der "geometrischen Genauigkeit" werden die klassischen Bezeichnungen Geradheit, Parallelität, Winkligkeit, Ebenheit, etc. verwendet, welche alles "Genauigkeitsbegriffe" sind. Ihre Definition und Messung erfolgt über die jeweiligen Abweichungen; die Geradheit über die Abweichungen von der Geraden und so weiter. Hat man sich eben daran gewöhnt, tauchen dann plötzlich zur Kennzeichnung der geometrisch-kinematischen Genauigkeit – z.B. an der Hauptspindel – die dafür wesentlichen Begriffe "Planlauf" und "Axialschlag" auf. Während Planlauf wiederum einen Genauigkeitsbegriff darstellt – und in der Norm direkt als Abweichung definiert ist: *"Der Planlauf ist jene*

Abweichung einer ebenen Fläche, …" – ,assoziiert Axialschlag von vornherein die Abweichung – mit der sie auch definiert ist – von der "Axialruhe".

Eine Vielzahl weiterer Beispiele für das inkonsequente Hin und Her zwischen Genauigkeitsund Abweichungsbegriffen sowie qualitativer und quantitativer Zuordnung lassen sich in den Publikationen finden und sind geeignet Verständnisprobleme und Irritationen, vor allem bei den Studierenden, auszulösen. Mag dies müßige Wortklauberei sein, zumindest mir verbleibt eine gewisse Unzufriedenheit und die Frage: ist das nötig, oder liegt nicht vielleicht in der "expliziten" Verwendung der Genauigkeit als Kennwert Potenzial für eigenständige Aussagemöglichkeiten?

Gestatten wir uns diese Überlegung und gehen dazu zu einer möglichst allgemeinen Genauigkeitsdefinition zurück. Im *Brockhaus* finden wir beispielsweise: "Genauigkeit ist der Grad der Annäherung, bis zu dem ein gewünschtes Ergebnis erreicht wird oder erreicht werden kann." Nehmen wir dies wörtlich: "Annäherung" ist die inverse Bezeichnung für "Abweichung" und "gewünschtes Ergebnis" steht für den Bezug. Wenn wir unter *G* das (Aus)Maß an Annäherung beziehungsweise Übereinstimmung, also die "Genauigkeit" verstehen wollen und mit Δ den Betrag der "Abweichung" ("vom gewünschten Ergebnis") bezeichnen sowie den Bezug *B* berücksichtigen, dann kann die Relation

$$G = 1/(\Delta/B) = B/\Delta \tag{2.46}$$

als formelmäßige Umsetzung der allgemeinen Genauigkeitsdefinition gelten.

Ob B nach DIN 55350 den "wahren", "richtigen" oder "Erwartungswert" beziehungsweise irgend einen konkreten Bezugswert, zum Beispiel ein Nennmaß, darstellt, bleibt der spezifischen Anwendung ebenso überlassen, wie die Interpretation von Δ als Fehler, Unsicherheit oder als anderweitige konkrete "Abweichung", zum Beispiel eine Maßtoleranz. Wichtig ist die Anmerkung, dass jede konkrete Anwendung dieser allgemeinen Definition ein eigener Definitionsakt ist, mit allen Konsequenzen hinsichtlich der Voraussetzungen und Schlussfolgerungen für Gültigkeit und Aussagefähigkeit. Da B und Δ stets physikalisch gleiche Größenarten darstellen, ist die Genauigkeit eine dimensionslose Größe. Das ist die erste bemerkenswerte Feststellung, denn damit bietet sie - zumindest die potenzielle Möglichkeit - dass Genauigkeiten verschiedenartiger Größen unmittelbar verglichen werden können. Als zweites stellen wir fest, dass für Abweichungen Δ gegen Null die Genauigkeit G gegen Unendlich geht – und umgekehrt, was jedenfalls sinnfälltig ist! Doch nicht nur die Grenzwerte sind anschaulich interpretierbar: Der Zahlenwert der Genauigkeit gibt an, in wie viele Einheiten der Bezugswert gesichert "aufgelöst" werden kann. Damit wird Genauigkeit zur Auflösung. Die inhaltliche Bedeutung dieser Auflösung ergibt sich wiederum aus der konkreten Anwendung und kann die Berechenbarkeit, Messbarkeit, Stellbarkeit, Fertigbarkeit, etc. betreffen.

Ein Zahlenwert ist dann zum Beispiel nicht mehr "bis zur dritten Stelle genau", sondern die Unsicherheit beträgt $\Delta = 10^{-3}$. Für einen Wert B = 0,010 entspricht das einer Genauigkeit von G = 10, wohingegen einem Wert B = 0,010 bei gleicher Unsicherheit eine Genauigkeit von G = 1010 zukommt. Entsprechend verhält es sich, wenn für Δ beispielsweise die (zweiseitige systematische) Positionsabweichung einer Achse steht und für B zwei unterschiedliche Gesamtverfahrwege gesetzt werden; dann ergeben sich für die gleiche Positionsabweichung unterschiedliche Achsgenauigkeiten. Wenn wir konsequent sind, müssten wir sogar *die* Genauigkeiten für deren Bestimmung Abweichungen verwendet werden, die

aus – möglichst statistisch repräsentativ – wiederholter Ermittlung gebildet wurden, entsprechend der Norm als *Präzision* bezeichnen. Damit würde sinnvoll die aufgrund der statistischen Absicherung vorliegende andere (höhere) Qualität der Genauigkeitsangabe auch begrifflich zum Ausdruck gebracht.

Nun könnte man zum Schluss sagen: das alles ist ja nichts anderes als der Kehrwert der relativen Abweichung – genau!

2.2.2.2 Typische Experimente zur Statik

Die typischen Experimente zur Statik beschäftigen sich im Kern mit Kraft- und Verformungsmessungen. Damit stehen die Bestimmung von Verformungsanteilen und Nachgiebigkeiten, Reib- und Haltekräfte sowie Belastungsgrenzen im Mittelpunkt.

2.2.2.1 Messausrüstung

Bild 2.125 zeigt Geräte zur Krafterzeugung und -messung sowie zur Verformungsmessung.



Bild 2.125 Messtechnische Ausrüstung

Die Verformungsmessung, wenn es keine Relativmessung ist und der Deformationszustand der ganzen Maschine erfasst werden soll, benötigt eine Einrüstung.



Bild 2.126 Belastungsrahmen für die Untersuchung von Befestigungen der Profilschienen

Für Belastungs- und Verformungsmessungen an Komponenten und Baugruppen werden gewöhnlich spezielle Belastungseinrichtungen gebraucht. Bild 2.126 bzw. Bild 2.127 veran-

schaulichen solche Belastungseinrichtungen für die Untersuchung der Grenzbelastung für verschiedene Arten der Befestigung von Profilschienen bzw. für die Ermittlung der belastungsabhängigen Reibkräfte von Profilschienenführungen (PSF).



Bild 2.127 Belastungseinheit zur Ermittlung der lastabhängigen Reibkräfte an PSF

Zur Kraftmessung werden Einkomponenten-Kraftmessdosen mit Dehnmessstreifen oder piezoelektrischen Kraftsensoren (Bild 2.125) verwendet. Die Erfassung räumlicher Kräfte und Momente ist mit Kraftmessplattformen möglich, Bild 2.128.

2.2.2.2.2 Verformungsmessung und -verarbeitung

Im Rahmen der Verformungsmessungen fällt eine Vielzahl aufwendiger Messwertverarbeitungen an, deren wirtschaftliche Bewältigung die Rechnerunterstützung erfordert. Hierzu sollen Lösungen für die folgenden Probleme angegeben werden:

- Berechnung von Verformungen in Punkten der Schwerelinie der Bauteile, ausgehend von translatorischen Messungen an den Bauteilwänden,
- Ausgleichung von Messfehlern und örtlichen Verformungen,
- Korrektur von Einspann- und Übergangsnachgiebigkeiten elastisch gekoppelter Bauteile,
- Ermittlung der Eigenverformung der Bauteile,
- Bestimmung der Verformungsanteile an der Wirkstelle (TCP).

Die Bearbeitung dieser Probleme lässt sich auf wenige algorithmische Grundaufgaben zurückführen:

- Bestimmung der Lage einer Ebene im Raum,
- Drehung und Verschiebung von Koordinatensystemen,
- Lineare Vektor-Transformationen,
- Lineare Ausgleichung vermittelnder Beobachtungen und
- Gewichtete Mittelwertbildungen.

Beschreibung des Messstellenplanes

Damit eine rechnergerechte und somit formale Abarbeitung der Messwertverarbeitungsalgorithmen möglich wird, soll im Rahmen der mathematischen Darstellungen die Matrizen- bzw. Vektorschreibweise verwendet werden. Zudem ist eine entsprechend formale Beschreibung des Messaufbaues in einem sogenannten Messstellenplan nötig, Bild 2.129. Eine Messstelle wird aus Messpunkt (Angabe der lokalen Ortskoordinaten) und Messrichtung (Angabe der positiven Verformungsrichtung) gebildet. Eine Messebene wird durch eine Anzahl definierter Messpunkte gebildet, welche selbst in dieser Ebene liegen müssen. Ein Messstellenplan umfasst die formale Beschreibung und Zuordnung der Messebenen und Messstellen zum vollständigen Messaufbau.





Im Bild 2.129 sind alle dazu notwendigen Parameter angegeben. Der Messstellenplan baut auf einem globalen Koordinatensystem (x, y, z) auf. In Bezug auf dieses System werden die Messebenen mit ihrem Flächenschwerpunkt bzw. einem beliebigen anderen Bezugspunkt der Ebene $P_E(x_E, y_E, z_E)$ für den der Verformungsvektor berechnet werden soll, angegeben.



Bild 2.129 Definitionsparameter der Messebene und - stelle

Für jede Messebene wird ein lokales Koordinatensystem (x^E, y^E, z^E) definiert, dessen Ursprung im P_F z^E -Achse dessen lieat und senkrecht auf der Ebene steht. Die damit gegebenenfalls auftretenden Neigungen bzw. Drehungen einer Messebene werden mit den Winkeln $\alpha^{E}, \beta^{E}, \gamma^{E}$ des entsprechenden lokalen zum globalen Koordinatensystem angegeben, wie in Bild 2.130 an einem Beispiel veranschaulicht.





Die Lage der Messpunkte i_E einer Ebene wird durch die Notierung ihrer lokalen Koordinaten x^{E_i} und y^{E_i} beschrieben. Zur Vereinfachung und in Anlehnung an die Praxis werden für eine Messebene nur parallele und senkrecht zueinander und zum lokalen System verlaufende Messrichtungen zugelassen. Die Messrichtungen können dann durch den Zusammenfall mit der entsprechenden lokalen Achsrichtung indiziert werden; Gleichung (2.47).

$$\begin{array}{c} \text{Positive} \\ \text{Mess-} \\ \text{richtung} \end{array} \left\{ \begin{array}{c} iE_{x} \\ iE_{y} \\ iE_{z} \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{c} +/-1 \\ +/-2 \\ +/-3 \end{array} \right\} \begin{array}{c} \text{für Zu-} \\ \text{sammenfall} \\ \text{mit lokaler} \end{array} \left\{ \begin{array}{c} +/-X^{\text{E}} \\ +/-Y^{\text{E}} \\ +/-Z^{\text{E}} \end{array} \right\} \begin{array}{c} \text{Richtung} \\ \text{Richtung} \end{array} \right.$$

In Bild 2.131 ist ein Beispiel für einen Messstellenplan zur Verformungsmessung an einem Fräsmaschinenständer gezeigt.





Aus den vorliegenden translatorischen Verformungsmessungen der Punkte i_E sollen zunächst die vollständigen Verformungsvektoren

$$\{V\}_E = \{v_1, v_2, v_3, v_4, v_5, v_6\}^T$$
(2.48)

der Bezugspunkte P_E im lokalen System berechnet werden. Die Berechnung der Verformungsgrößen $\{V\}_E$ lässt sich in zwei Teilschritte gliedern.

Die Verarbeitung der Messwerte, deren Messrichtung in der Messebene liegt, liefert die Beziehungen zur Bestimmung der Verschiebungen in x_E - und y_E -Richtung sowie die Verdrehung um die z_E -Achse (Bild 2.132, *links*), während die senkrecht zur Messebene gemessenen Werte die Bestimmung der Verschiebung in z_E -Richtung und die Drehung um die x_E und y_E -Achse gestatten (Bild 2.132, *rechts*).



Bild 2.132 Ermittlung der 6 Verlagerungsgrößen des Messebenenmittelpunktes aus den Messwerten in der Ebene und senkrecht dazu

Bezeichnen ξ_i und η_i die Messwerte in lokaler x_E - und y_E -Richtung und werden gegenüber den Bauteilabmessungen kleine Verformungen vorausgesetzt, so folgen einfache Transformationsbeziehungen zwischen den Messgrößen und den Verformungsanteilen in der Ebene entsprechend Bild 2.132, *links*.

$$\xi_i = v_1 - y^{E_i} * v_6 \dots; \dots \eta_i = v_2 + x^{E_i} * v_6$$
(2.49)

Bezeichnen ζ_i die Messwerte in lokaler z_E --Richtung und wird zunächst vorausgesetzt, dass die Werte eine gegenüber der Messebene in z_E --Richtung verschobene und um die x_E - und y_E - Achse geneigte Ebene bilden, so lässt sich der Zusammenhang zwischen der Ebene engleichung und den Verformungsgrößen nach Bild 2.132, *rechts* angeben.

$$\zeta_i = a_1 + a_2 * x^{E_i} + a_3 * y^{E_i} \tag{2.50}$$

$$v_3 = a_1 \dots; \dots v_4 = \tan^{-1}(a_3) \dots; \dots v_5 = -\tan^{-1}(a_2)$$
 (2.51)

Messwertausgleich

Die Verwendung der Beziehungen zwischen den Messgrößen ξ_i , η_i , ζ_i und den Verformungsanteilen v_1 , v_2 , ..., v_6 führt in mehrfacher Hinsicht auf das Problem der Ausgleichsrechnung. Bei der Betrachtung der in der Messebene liegenden Messgrößen stehen zwei Beziehungen zur Bestimmung der drei unbekannten Verformungsanteile v_1 , v_2 , v_3 zur Verfügung. Zur Lösung ist also mindestens der zweimalige Gebrauch einer der beiden Gleichungen für zwei verschiedene Messstellen mit gleicher Messrichtung nötig. Da im Allgemeinen. mehr als 3 Messstellen in einer Ebene liegen, wird das Gleichungssystem überbestimmt und unter Berücksichtigung der Fehleranteile nur durch eine entsprechende Ausgleichung lösbar. Infolge der fehlerbehafteten Messgrößen und der örtlichen Deformationserscheinungen kann die mit der Ebenengleichung beschriebene Ebene nur als Ausgleichsebene durch die Messwerte ζ_i verstanden werden. Damit führt die Bestimmung entsprechender Koeffizienten a_1, a_2, a_3 ebenfalls auf die Ausgleichsproblematik.

Bezeichnen wir folgend die ausgeglichenen ξ_i , η_i bzw. ζ_i als ausgeglichene Messwerte $\overline{\omega}_i$ und die interessierenden auszugleichenden Verformungsgrößen v_1 , v_2 , ..., v_6 bzw. die auszugleichenden Koeffizienten a_1 , a_2 , a_3 a_1 , a_2 , a_3 als Ausgleichsvariable $\overline{\nu}_k$ so lauten die Beziehungen (2.49) und (2.51) als allgemeine Ausgleichsbeziehungen

$$\overline{\varpi}_i = \sum_k^m T_{ki} * \nu_k = \{T\}_i^T * \{\overline{\nu}\}$$
(2.52)

wobei $\{T_i\}$ die Koeffizienten der jeweiligen Gleichung enthält.

Da die interessierenden Ausgleichsvariablen einer direkten Messung nicht zugänglich sind, sondern nur durch vermittelnde fehlerbehaftete Messungen erfasst werden können und zwischen beiden lineare Abhängigkeiten existieren, handelt es sich hier um die lineare Ausgleichung vermittelnder Beobachtungen.

Die Gauß'sche Minimalforderung für die Summe der Abweichungsquadrate liefert

$$\phi = \sum_{i}^{n} (\overline{\varpi}_{i} - \overline{\varpi}_{i})^{2} = Min!$$
(2.53)

und über $\frac{\partial \phi}{\partial \overline{v}_k} = 0$ bei Verwendung von (2.52) erhalten wir die notwendige Anzahl von Bedingungen für den Fehlerausgleich.

$$\sum_{i}^{n} \sum_{k}^{m} T_{ki}^{2} * \overline{\nu}_{k} = \sum_{i}^{n} \overline{\omega}_{i} * T_{ki}$$

$$i = 1, 2, ..., n \qquad k = 1, 2, ..., m$$
(2.54)

Mit

$$[T] = \begin{bmatrix} \{T\}_{1}^{T} \\ \vdots \\ \vdots \\ \{T\}_{n}^{T} \end{bmatrix}; \quad \{\overline{\nu}\} = \begin{cases} \overline{\nu}_{1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \overline{\nu}_{m} \end{cases}; \quad \{\varpi\} = \begin{cases} \overline{\omega}_{1} \\ \vdots \\ \vdots \\ \overline{\omega}_{n} \end{cases}$$
(2.55)

lässt sich in Matrizenschreibweise notieren

$$[T]^{T} * [T] * \{\overline{\nu}\} = T^{T} * \{\overline{\omega}\}$$
(2.56)

Die Auflösung liefert schließlich die Ausgleichsvariablen

$$\{\overline{\nu}\} = \langle [T]^T * [T] \rangle^{-1} * [T]^T * \{\varpi\}$$
(2.57)

Zur Bearbeitung unseres konkreten Problems müssen wir in der allgemeinen Lösung die speziellen Größen unserer Messebene einsetzen.

Für den Ausgleich der in der Ebene liegenden Messwerte ξ_i und η wird vorausgesetzt, dass für jede Richtung mindestens zwei Werte vorliegen, wodurch die Bestimmungsbeziehungen getrennt verwendet werden können.

$$m = 2: \quad \{\overline{\nu}\} = \{v_1, v_6\}^T \quad bzw. \quad \{v_{12}, v_6\}^T \\ n \ge 2: \quad \{\varpi\} = \{\xi_1, \dots, \xi_n\}^T \quad bzw. \quad \{\eta_1, \dots, \eta_n\}^T \\ \{T\}_i = \{1, -y^{E_i}\}^T \quad bzw. \quad \{1, x^{E_i}\}^T$$

Für den Ausgleich der senkrecht zur Ebene liegenden Messwerte ζ_i wird vorausgesetzt, dass mindestens drei Werte vorliegen.

$$m = 3: \{\overline{\nu}\} = \{a_1, a_2, a_3\}^T$$
$$n \ge 2 \{\varpi\} = \{\zeta_1, \dots, \zeta_n\}^T$$
$$\{T\}_i = \{1, x^{E_i}, y^{E_i}\}^T$$

Transformation des Verformungsvektors

Da die ausgeglichenen Verformungsvektoren $\{v\}_E$ der Bezugspunkte P_E der Messebene in den lokalen Koordinatensystemen der jeweiligen Messebene berechnet wurden, ist zunächst eine Umrechnung auf das globale Koordinatensystem notwendig. Dazu werden die Drehungen α^E , β^E , γ^E der lokalen Systeme berücksichtigt. Es gilt

$$\{v_E\} = \begin{pmatrix} [R] & [0] \\ [0] & [R] \end{pmatrix} * \{\overline{v}_E\}$$

mit der Matrix der Koordinatensystem-Rotation

$$[R] = \begin{pmatrix} cb * cg & ca * sg + sa * sb * cg & sa * sg - ca * sb * cg \\ -cb * sg & ca * cg - sa * sb * sg & sa * cg + ca * sb * sg \\ sb & -sa * cb & ca * cb \\ \end{bmatrix}$$

und
$$sa = \sin(\alpha^{E}) \quad sb = \sin(\beta^{E}) \quad sg = \sin(\gamma^{E});$$

$$ca = \cos(\alpha^{E}) \quad cb = \cos(\beta^{E}) \quad cg = \cos(\gamma^{E})$$

Die Umrechnung des Verformungsvektors $\{v_E\}$ in einen beliebigen Raumpunkt $P(x_P, y_P, z_P)$ erfolgt durch Multiplikation mit der Transformationsmatrix $[T]_{EP}$, welche die globalen Koordinatendifferenzen enthält.

$$\{v_P\} = [T]_{EP} * \{v_E\}$$

mit

$$\Delta y_{EP} = y_P - y_E$$
$$\Delta z_{EP} = z_P - z_E$$

 $\Delta x_{FP} = x_P - x_F$

und

$$[T]_{EP} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \Delta z_{EP} & -\Delta y_{EP} \\ 0 & 1 & 0 & -\Delta z_{EP} & 0 & \Delta x_{EP} \\ 0 & 0 & 1 & \Delta y_{EP} & -\Delta x_{EP} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

Solche Transformationen sind notwendig, wenn im Rahmen der Verformungsanalyse beispielsweise die Bauteileigenverformungen, Wirkstellenanteile, Fugenverformungen oder Schwachstellen ermittelt werden sollen.

Globale Verformungsanalyse an statisch bestimmten Strukturen

An statisch bestimmten Strukturen bzw. an statisch bestimmten Teilgebilden einer Werkzeugmaschinen-Struktur lässt sich durch eine Reihe zweckmäßiger Verformungstransformationen eine Analyse des Bauteileinflusses auf das Gesamtverformungsverhalten durchführen. Bild 2.133 veranschaulicht an einem einfachen Beispiel das prinzipielle Vorgehen. An dem Beispiel wird deutlich, dass ein lokaler Verformungszustand (hier an der Fuge) an einen andern geometrischen Ort transformiert (hier an das Bauteilende) und dort vom dem Verformungszustand abgezogen wird, um zur Bauteileigenverformung zu gelangen.



Bild 2.133 Einfaches Beispiel für eine Verformungsanalyse

Berechnung von Bauteileigenverformungen

Wird das elastische Bauteil AB von den Messebenen A und B begrenzt, so berechnen sich dessen Eigenverformungen aus der Differenz der Verformungsgrößen von B mit den auf B transformierten Verformungsgrößen aus A.

$$\{v_{AB}\} = \{v_B\} - [T]_{AB} * \{v_A\}$$

Auch die Einspann- und Übergangsnachgiebigkeiten elastischer Bauteilkopplungen können grundsätzlich als derartige Eigenverformungen des "Bauteiles" Koppelstelle (Fuge) betrachtet werden und sind ganz analog berechenbar.

Bestimmung von Wirkstellenanteilen

Für die Verformungsanalyse statisch bestimmter Werkzeugmaschinen-Strukturen ist vielfach nach dem wirkstellenbezogenen Anteil (Anteil an der Verformung am TCP) der Bauteileigenverformung gefragt, der durch Transformation der Eigenverformung auf die Wirkstelle erhältlich ist.

$$\{v_{AB}\}_W = [T]_{BW} * \{\{v_B\} - [T]_{AB} * \{v_A\}\}$$

Ermittlung der einflussstärksten Bauteile

Die Suche nach dem einflussstärksten Bauteil einer Werkzeugmaschine hat zum Ziel, dasjenige Bauteil ausfindig zu machen, dessen Verformungsanteile auf die interessierenden Relativverformungen zwischen Werkzeug und Werkstück und somit auf die Arbeitsgenauigkeit den größten Einfluss nehmen. Mit Ausnahme von Einzweck- und Sondermaschinen ist eine Werkzeugmaschine im allgemeinen durch ein relativ großes technologisches Arbeitsfeld gekennzeichnet, beispielsweise durch die Verwendung mehrerer technologischer Verfahren auf einer Maschine (zB. Bohren und Fräsen oder Lang- und Plandrehen usw.), das Auftreten verschiedener Betriebsbedingungen (z.B. Drehzahlen, Vorschübe, Schnitttiefen oder allgemein Belastungsfälle) und die Einstellung einer Vielzahl von Bauteillagen (z.B. Spindelstock-, Tisch- und Kreuzschieberstellungen usw.). Diesen Tatsachen muss auch die Ermittlung des .einflussstärksten Bauteiles gerecht werden, obwohl damit – durch die notwendige Einführung von Wichtungsfaktoren – der streng objektive Charakter der Aussage verloren geht. An der Wirkstelle W mögen die Verformungskoordinaten j = 1, 2, ..., p von Einfluss auf die Arbeitsgenauigkeit sein. Dieser Einfluss soll in Abhängigkeit von der Ordnung des durch die Koordinate *i* unter den technologischen Bedingungen *k* entstehenden Bearbeitungsfehlers mit φ_{ik} gewichtet werden. $(v_W)_{i,k,l}$ die an der Wirkstelle in der Koordinate *j*, unter den Betriebsbedingungen k und in der Bauteillage l auftretenden Verformungen und $(v_{Wzul})_{j,k}$ die entsprechenden zulässigen oder Zielwerte, dann lässt sich mit

$$\vartheta_{j,k,l} = \varphi_{j,k} * (v_W)_{j,k,l} / (v_{Wzul})_{j,k}$$

eine resultierende Koordinatenwichtung angeben. Aus den Verhältnissen der Wirkstellenanteile des Bauteiles *AB* zu den Wirkstellengesamtverformungen lassen sich die Wirkungsfaktoren

$$(\alpha_{AB})_{j,k,l} = \left(v_{AB,W}\right)_{j,k,l} / (v_W)_{j,k,l}$$

berechnen. Die koordinatengewichtete Summation dieser Wirkungsfaktoren liefert dann die auf die Betriebsbedingungen k und Bauteillagen l bezogenen Wirkungen des Bauteiles AB an der Wirkstelle.

$$(\alpha_{AB})_{k,l} = \sum_{j}^{p} \vartheta_{j,k,l} * (\alpha_{AB})_{j,k,l} / \sum_{j}^{p} \vartheta_{j,k,l}$$

Werden nun für die Betriebsbedingungen k = 1, 2, ..., q die Wichtungen μ_k und für die Bauteillagen l = 1, 2, ..., r in Abhängigkeit ihrer technologisch notwendigen Häufigkeit die Wichtungen λ_l eingeführt, so gelangt man über

$$(\alpha_{AB})_l = \sum_k^q \mu_k * (\alpha_{AB})_{k,j} / \sum_k^q \mu_k$$

zu der mittleren Gesamtwirkung des Bauteiles AB auf die Arbeitsgenauigkeit

$$(\alpha_{AB}) = \sum_{l}^{\prime} \lambda_{l} * (\alpha_{AB})_{l} / \sum_{l}^{\prime} \lambda_{l}$$

2.2.2.3 Schwachstellenanalyse

Die Schwachstellenanalyse hat zum Ziel, die Bauteile zu ermitteln, die mit ihrer Eigenverformung den größten Anteil an der Verformung der Wirkstelle (TCP) haben. Die dazu erforderliche Vorgehensweise ist im vorigen Abschnitt beschrieben worden. Hier soll auf die Probleme der Aussagefähigkeit hingewiesen werden.

In den Bild 2.134 und Bild 2.135 werden schematisch die Abhängigkeiten der Schwachstellen von der Belastung und von der Baugruppenstellung demonstriert. Während unter Belastung mit F_Z der Ausleger mit seiner vertikalen Biegung den größten Anteil der Verformung für die Wirkstelle liefert, ist bei Belastung mit F_X der Ständer mit seiner Torsionsverformung die Schwachstelle, Bild 2.134. In der oberen Stellung des Auslegers ist die Länge des Ständers von entscheidendem Einfluß auf die Torsionsverformung. Für die untere Auslegerstellung wird die Torsionslänge des Ständers so weit verkürzt, dass die horizontale Biegung des Auslegers den größten Anteil an der Wirkstelle ausmacht, Bild 2.135.



Bild 2.134 Lastabhängige Schwachstelle





Das folgende Beispiel ist einfach nachzuvollziehen und praktisch interessant. Die Frage lautet: Welchen Anteil hat die U-Achse einer Koordinatenschleifmaschine an der Verlagerung an der Wirkstelle?

Bild 2.136 zeigt zunächst die Maschine und den Aufbau des Schleifkopfs mit der U-Achse. Im Bild 2.137 stellt die Messebenen dar, die die U-Achse begrenzen.



Bild 2.136 Koordinatenschleifmaschine und Aufbau des Schleifkopfes mit der U-Achse



Bild 2.137 Mess- und Auswertungsprinzip

Die Vorgehensweise zur Durchführung der Messung und Auswertung ist folgend nochmals zusammengefasst:

- Annahme von in sich unverformten Messebenen, die die Baugruppe begrenzen,
- Belastung an der Wirkstelle,
- Verlagerungsmessung an der Wirkstelle (das ist die Gesamtverlagerung),
- Messung von Verlagerungen in den Messebenen so, dass deren Verschiebung und Neigung rekonstruiert werden kann, (Achtung: alle Verlagerungsmessungen müssen die gleiche Basis haben !)
- Transformation der Verschiebung und Neigung der Messebenen in eine Verlagerung an der Wirkstelle,
- Differenzbildung zwischen den transformierten Verlagerungen der baugruppenbegrenzenden Ebenen liefert den von der Baugruppe verursachten Anteil an der Gesamtverlagerung an der Wirkstelle.

Bild 2.138 zeigt den Messaufbau und Bild 2.139 die Auswertung der Messwerte.



Bild 2.138 Messaufbau



Bild 2.139 Auswertung der Messwerte

Auswertung

Transformation Verlagerung Messebene i in Wirkstelle:

$$f_{t(i)} = f_{x(i)} + \varphi_i * l_{z(i)}$$
$$\varphi_{(i)} = \frac{f_{z2(i)} - f_{z1(i)}}{\Delta x_{(i)}}$$

Anteil der Baugruppe *i* [diese liegt zwischen den Messebenen (i) und (i+1)] an der Wirkstellenverlagerung:

 $f_{B(i)} = f_{t(i+1)} - f_{t(i)}$

Weitere Ursachenaufschlüsselung: von der Baugruppe verursachter Neigungsanteil an der Wirkstellenverlagerung:

$$f_{N(i)} = |\varphi_{(i+1)} - \varphi_{(i)}| * l_{z(i+1)}$$

von der Baugruppe verursachter Verschiebungsanteil an der Wirkstellenverlagerung:

$$f_{V(i)} = f_{B(i)} - f_{N(i)}$$

Im Ergebnis verursacht die U-Achse ca. 15 % Verlagerungsanteil an der Wirkstelle und gehört maschinenseitig zu den nennenswerten Schwachstellen. Demgegenüber verursacht das Werkzeug (Dorn 100 mm lang, 20 mm Durchmesser) ca. 45 % Verlagerungsanteil an der

Wirkstelle und ist anwenderseitig die größte Schwachstelle, das heißt, man sollte den technologisch kürzest und dickest möglichen Schleifdorn in Hartmetallausführung wählen.

2.2.2.2.4 Statische Zerspankraftmessung

Wir wollen am Beispiel der statischen Zerspankraftmessung demonstrieren, wie vorzugehen ist, wenn nach den Parametern eines Modells gefragt ist. Die Aufgabe lautet also, die Parameter $k_{c1,1}$, $k_{f1,1}$, m_c und m_f eines (statischen) Kienzle-Zerspankraftmodells aus Messdaten zu ermitteln,(Gleichung (2.58)). Zur Vereinfachung messen wir unter den Prozessbedingungen des kontinuierlichen, orthogonalen, freien Schnitts. Bild 2.140 zeigt, wie sich die Bedingungen beim Drehen realisieren lassen. Damit sind die Schnitt- und Vorschubkraft messbar.

Kienzle-Zerspankraftmodell: gesucht $k_{c1,1}$, $k_{f1,1}$, m_c , m_f

$$F_{c} = b * mm * k_{c1,1} * \frac{h^{1-m_{c}}}{mm}$$

$$F_{f} = b * mm * k_{f1,1} * \frac{h^{1-m_{f}}}{mm}$$
(2.58)

In Bild 2.141 ist die entsprechende Versuchsanordnung dargestellt.



Bild 2.140 Kräfte und Geschwindigkeiten beim (nicht unterbrochenen) freien Schnitt



Hinweise:

Da die piezo-basierte Messung ist quasistatisch ist, sind folgende Hinweise zu beachten

- Verwendung hochohmiger Kabel und Eingänge im Bereich der Ladungen,
- Reset der Messkette im kraftfreien Zustand und anschließend schnelle Durchführung der Messung

Bild 2.141 Messanordnung

Im Folgenden ist die konkrete Versuchsdurchführung angegeben und in Bild 2.142 sind über der Spanungsdicke die Schnitt- und Vorschubkraft als Messpunkte und vom parametrischen Modell berechnet dargestellt.



Bild 2.142 Messplanung und Auswertung

Versuchsdurchführung:

- Variation des Vorschubes fund damit der Spanungsdicke h,
- Messung von F_c und F_f nach jeweiligem Reset der Messkette, (bei zweikanaliger Piezo-Kraftmessplattform F_c und F_f gleichzeitig messen),
- Eintragung der Kraftmesswerte über der Spanungsdicke (z.B. Excel-Tabelle)
- anschließende Nutzung der Regressionsfunktion unter Excel: Gewinnung der Modellparameter
2.2.2.3 Typische Experimente zur Thermik

Die wesentlichen Messungen zur Ermittlung des thermischen Verhaltens beziehen sich auf die Erfassung der Wärmequellen über Leistungs- oder Wärmestrommessung, die Bestimmung des Temperaturfeldes und die Verformungsmessung, wie in Bild 2.143 für eine Revolverdrehmaschine gezeigt.



Bild 2.143 Wärmequellen, Temperaturfeld und Verformungen für eine Revolverdrehmaschine

2.2.2.3.1 Messausrüstung

Zur Wärmestrommessung können Wärmestromsensoren genutzt werden,



Bild 2.144. Die flächenhaften Sensoren wurden untersucht, ob mit deren Applikation auf den Gestellaußenwänden der Werkzeugmaschinen der Umgebungseinfluss besser abbildbar ist, als mit der Erfassung der umgebenden Lufttemperatur.

Bild 2.144 Wärmestromsensoren

Bei der Applikation auf der Bauteiloberfläche erhalten die Sensoren durch eine gleiche Lackierung die Strahlungseigenschaften der Bauteiloberfläche und nehmen wie diese die ausgetauschte Strahlungswärme mit den im Gesichtsfeld der Fläche liegenden Strahlern

auf. Gleichzeitig wirkt auch der konvektive Wärmestrom unter den konkreten Strömungsverhältnissen durch freie und erzwungene Konvektion an der Bauteilwand. Damit werden alle thermisch relevanten Veränderungen in der Umgebung erfasst. Der Wärmestromsensor beeinträchtigt das Wärmestromfeld normal zur Oberfläche, denn er stellt einen zusätzlichen Wärmewiderstand dar. Der Sensor behindert damit den Wärmefluss durch die Wand mit der Wärmestromdichte Q. Es fließt eine gegenüber der Wand verringerte Wärmestromdichte Q'durch den Sensor. Zur Abschätzung des resultierenden Messfehlers wurden simulationsgestützte Untersuchungen bei Variation der Geometrie und der Materialeigenschaften von Bauteilwand und Sensor im praktisch relevanten Bereich durchgeführt (Bild 2.145). Der resultierende Messfehler liegt dabei vorwiegend im unteren einstelligen Prozentbereich.



Bild 2.145 Behinderung des Wärmestroms durch den Sensor bei sprungförmiger Erhöhung der Lufttemperatur auf der Sensorseite einer Bauteilwand

Die Wärmestrommessung wurde mit experimentellen Untersuchungen an einer einfachen Stahlplatte als Bauteilwand in einer definierten gut beschreibbaren Umgebung getestet (Bild 2.146). Die Bauteilwand wurde mit typischen Umgebungslasten in Form von Konvektion und Wärmestrahlung beaufschlagt. Zum Abschluss erfolgte der Nachweis der Eignung von Wärmestromsensoren zur Abbildung des Umgebungseinflusses bei Werkzeugmaschinen an einem Ständerbauteil in einer typischen Hallenumgebung.



Die Ergebnisse der Versuche zeigen, dass durch die Verwendung gemessener Wärmeströme bei der Beschreibung von hohen und komplex wirkenden Umgebungslasten ein deutlicher Genauigkeitsgewinn gegenüber der bisherigen vereinfachten Beschreibungsform mit Temperaturrandbedingung erzielt werden kann.

Zur *Temperaturmessung* stehen verschiedene Messprinzipien zur Auswahl. Diese erfolgt unter den Gesichtspunkten der Datenerfassung, spezieller Eignung, der Genauigkeit und der Kosten. Zur Auswahl stehen:

- Thermoelemente (sehr gut geeignet für die Messung von Temperaturdifferenzen),
- Widerstandsgeber (z.B. Pt100, hohe Genauigkeit),
- Temperaturfühler auf Halbleiterbasis (NTC-Geber, billig),
- Widerstandsdraht (integrale Messung auf Teilbereichen),
- Thermometer (Stabthermometer für Fluide, hohe Absolutgenauigkeit),
- Pyrometrische Messtechnik (berührungslose Messung der Oberflächentemperatur,
- punktuell und integral, das Emissionsverhältnis ist vorzugeben),
- Wärmebildkamera, auch als Infrarotkamera oder Thermografiekamera bezeichnet (Temperatur der Objektoberfläche wird aus der Strahlungsleistung berechnet).

Einige Temperaturmessgeräte sind in Bild 2.147 gezeigt.



Bild 2.147 Sensoren für die Temperaturmessung

Für die Messung der thermisch bedingten *Verformungen* bzw. Verlagerungen kommen prinzipiell dieselben Messmittel zur Anwendung wie zur Erfassung statisch bedingter Verformungen. Aufgrund der langen Versuchsdauer und der thermischen Einflüsse auf den Messaufbau sind Verformungsmessungen an kompletten Maschinenstrukturen problematisch. Praktisch beschränken sich daher die Verformungsmessungen auf die Erfassung der Relativverlagerungen an der Wirkstelle.

2.2.2.3.2 Versuchsbedingungen für thermische Maschinenuntersuchungen

Der Mindestumfang thermischer Maschinenuntersuchung besteht in der Erfassung der Wirkpunktverlagagerungen, der Umgebungstemperatur sowie der Temperatur der Hauptwärmequellen und ausgewählter Punkte zur Charakterisierung des Temperaturfeldes der Maschine. Zur Untersuchung des instationären Bereiches, z.B. zur Aufnahme der Sprungantwort, müssen eine konstante Umgebungstemperatur und zu Beginn der Untersuchung eine bei der Umgebungstemperatur thermisch ausgeglichene Maschine sichergestellt werden. Die Sicherung einer konstanten Umgebungstemperatur ist unter normalen Werkstattbedingen praktisch unmöglich. Die Hallentemperatur wird von dem

tageszeitlich geprägten Gang der Aussentemperatur beeinflusst, Zuglufterscheinungen, andere Wärmequellen im Raum sowie die Strahlungsumgebung und die Temperaturschichtung in der Höhe verhindern eine konstant gleiche Umgebungstemperatur über die gesamte Versuchsdauer und um das gesamte Untersuchungsobjekt. Am besten lassen sich die thermischen Randbedingungen in einer Klimakammer einhalten.

Bei einer thermischen Maschinenuntersuchung stellt auch die Zugänglichkeit der beabsichtigten Messstellen ein Problem dar. So ist es zumeist unmöglich im Inneren der Maschine oder an ihren bewegten Komponenten zu messen. Eine grundsätzliche Schwierigkeit der Temperaturmessung besteht darin, dass nehezu ausschließlich Oberflächentemperaturen erfasst werden, während für den Verformungszustand die Kerntemperaturen der Bauteile verantwortlich sind.

Da der instationäre Bereich bis zur Beharrung aufgenommen werden muss und dies 4 bis 8 Stunden und mehr und die Abkühlung auf den Ausgangszustand häufig noch länger dauern kann, sind thermische Maschinenuntersuchungen sehr zeitaufwendig. Eine Absicherung durch Wiederholung oder gar eine statistische Auswertung ist daher oft nicht möglich.

Für Versuchsaufbau, -belastung und -durchführung wird in DIN V 8602 und ISO 230-2 folgendes Vorgehen empfohlen [9].

Aufnahme der Sprungantwort

Messung des instationären Temperaturverlaufs vom Kaltstart bis zur angenäherten Beharrung der Maschine für die wichtigsten Wärmequellen. Zur Kennzeichnung des thermischen Verhaltens der Werkzeugmaschine werden Leerlaufuntersuchungen, gegebenenfalls für verschiedene Laststufen, z.B. Hauptspindeldrehzahlen, ausgeführt. Die Leerlauf-Verlustleistung bei maximalen Drehzahlen kann bis zu 30% der Nennleistung entsprechen, sie liegt in der Größenordnung des mittleren Auslastungsgrades der Werkzeugmaschine.

Werkstückbearbeitung

In Ergänzung der Grundcharakteristik soll unter einer kombinierten Belastung, wie wirksame Wärmequellen, Verlustleistung, Zeitablauf, Späne- und Kühlmitteleinfluss usw., das thermische Verhalten unter Einsatzbedingungen ermittelt werden.

2.2.2.3.3 Wärmestrommessung

Das folgende Beispiel beschreibt ein relativ komplexes Experiment. Die Prozesswärme bei der Zerspanung teilt sich an der Wirkstelle in Teilwärmeströme auf, die ins Werkstück, ins Werkzeug und in die Späne gehen, Bild 2.148. Diese Wärmestromaufteilung soll messtechnisch bestimmt werden. Bild 2.149 veranschaulicht die prinzipielle Abhängigkeit der Aufteilungsverhältnisse von der Peclét-Zahl, welche neben den Werkstoffdaten mit der Schnittgeschwindigkeit v_c und der Spanungsdicke h die Haupteinflussgrößen enthält. Der Gesamtwärmestrom Q_{Σ} (Prozesswärme)

$$dQ_{\Sigma}/dt = F_c * \nu_c \tag{2.59}$$

teilt sich auf in die Teilströme

$$Q_{\Sigma} = \eta_{Span} * Q_{\Sigma} + \eta_{Wst} * Q_{\Sigma} + \eta_{Wz} * Q_{\Sigma}$$
(2.60)

wobei für den Wirkungsgrad

 $\eta_{Span} + \eta_{Wst} + \eta_{Wz} = 1$ gilt.



Bild 2.148 Temperaturfeld und Wärmeströme an der Wirkstelle

Entsprechend ist die Versuchsanordnung und die Vorgehensweise geplant, Bild 2.150. In Bild 2.151 ist der realisierte Versuchsaufbau gezeigt. Um den Einfluss der Werkzeuggeometrie einfach zu halten, soll im ungebundenen Orthogonalschnitt zerspant werden.



_____ Warmeabtransport durch den Sp λwst
Nenner: Begünstigung Wärmeleitung in das Werkstück Bild 2.149 Prinzipielle Wärmestromaufteilung in Span, Werkstück und Werkzeug

Die Realisierung im Experiment gelingt durch Drehen mit einem Werkstück mit wendelförmigem Steg. Die Späne werden aufgefangen und mit einer kalorimetrischen Messung kann die Spantemperatur ermittelt werden und schließlich der *Wärmestrom in die Späne*, Bild 2.152. Im Werkzeug werden in einem linearen Temperaturfeld zwei Thermoelemente platziert, um zwei Temperaturen zu messen.

Daraus kann der *Wärmestrom ins Werkzeug* bestimmt werden,

Bild 2.153. Mit dem Pyrometer wird die Oberflächentemperatur des Werkstücks unmittelbar hinter der Werkzeugschneide gemessen. Damit lässt sich der *Wärmestrom ins Werkstück*



Überbestimmtheit der Messung

Bild 2.150 Versuchsplanung zur Bestimmung der Wärmestromaufteilung an der Wirkstelle

ermitteln, Bild 2.154. Zusätzlich wird mit einem Dynamometer die Schnittkraft gemessen. Mit der bekannten Schnittgeschwindigkeit ist daraus die *Gesamtschnittleistung* bestimmbar. Damit ist die Messbasis einfach überbestimmt. Diese Tatsache kann zum Messwertausgleich und zur Fehlerabschätzung verwendet werden.



Sicht von hinten

Bild 2.151 Realisierter Versuchsaufbau



Auffangen der Späne im Kalorimeter – kalorimetrische Messung der mittleren Spantemperatur:

$$T_{Span} = \frac{(c_{Fluid} \cdot m_{Fluid} + C_{UBT}) \cdot (T_{ende} - T_{anfang})}{c_{Span} \cdot m_{Span}} + T_{ende}$$

$$C_{Fluid} \qquad Spezifische Wärmekapazität Wasser absolute Masse des Wassers c_{Span} \qquad spezifische Wärmekapazität der Späne m_{Span} \qquad Masse der aufgefangenen Späne C_{UBT} \qquad Wärmekapazität der Umbauteile (muss durch Kalibrierung bestimmt werden)$$

Temperatur in °C

Т

Rückschließen auf Wärmestrom in den Span mit Zeitspanvolumen Q:

$$\overline{\mathbf{Q}}_{\mathsf{Span}} = \mathbf{P}_{\mathsf{Span}} = \Delta \mathbf{T}_{\mathsf{Span}} \cdot \boldsymbol{\rho} \cdot \mathbf{C}_{\mathsf{p}} \cdot \mathbf{Q}$$

Bild 2.152 Ermittlung des Spananteils







indirekte, simulationsgestütze Auswertung der Messung der Oberflächentemperatur des Werkstücks hinsichtlich eines Zusammenhangs von $T_{pyrometer}$ und P_{Wst}



Bild 2.154 Ermittlung des Werkstückanteils

Bild 2.155 veranschaulicht die Prüfung der gemessenen Teilwärmeströme durch Ausnutzung der Überbestimmtheit mit den gemessenen Schnittkräften.

Mit der Gleichung (2.62) kann ein Rückschluss auf den Gesamtwärmestrom gezogen werden (F_c - aus Schnittkraftermittlung)

$$Q_{\Sigma} \approx F_c * v_c$$



(2.62)

- Wärmestromanteil des Werkzeugs
- Wärmestromanteil des Werkstücks
- Wärmestromanteil der Späne

Bild 2.155 Kontrolle auf Basis der Überbestimmtheit

Schließlich ist mit Bild 2.156 der Vergleich der gemessenen mit den nach [10] simulierten Wärmestromaufteilungen dargestellt. In diesem Bild sind auch einige Hinweise zur Versuchsdurchführung festgehalten. Aufgrund der Überbestimmtheit der Messung kann durch einfache Differenzbildung $Q_{Wst} = Q_{\Sigma} - Q_{Span} - Q_{WZ}$ eine Kontrolle vorgenommen werden (Bild 2.155.



Bild 2.156 Vergleich der gemessenen mit den simulierten Wärmestromaufteilungen

2.2.2.3.4 Temperaturmessung

Bei der *taktilen Temperaturmessung* sind die Messstellen geeignet vorzubereiten. Es muss darauf geachtet werden, dass der tastende Geber den direkten metallischen Kontakt mit erreicht. Dazu kann es nötig sein Farbschichten zu entfernen oder den Taster in Bohrungen zu setzen. Der Wärmeübergang zwischen Bauteiloberfläche und Temperaturgeber kann deutlich mit Wärmeleitpaste verbessert werden. Der Taster entzieht dem Bauteil Wärme und verfälscht damit die Temperatur am Kontaktpunkt. Bei Handtastern ist die thermische Trägheit der Fühler zu beachten. Es dauert 1 bis 3 Sekunden bis der Fühler die Temperatur der Messstelle annimmt. Pyrometrische Messungen hängen vom Emissionsverhältnis der betrachteten Fläche ab, weshalb eine Kalibrierung erforderlich ist.

Sollen die wichtigsten Wärmequellen der gesamten Maschine erfasst und die thermisch bedingten Verformungen grob abgeschätzt werden, so ist eine Mindestanzahl von Temperaturmessstellen erforderlich, die in der Größenordnung von ca. 10 bis 20 liegt und damit zur gleichzeitigen Erfassung eine Vielstellenmesstechnik beansprucht. Die in Bild 2.157 angegebenen Temperaturmesspunkte sollen schematisch die wichtigsten Stellen markieren.

Bei der *thermografischen Temperaturmessung* wird die Temperatur der Objektoberfläche T_{Obj} aus der vom Objekt ausgesandten und auf dem Empfänger auftreffenden Strahlungsleistung ϕ_{Cam} berechnet. Für die Strahlungsleistung gilt nach dem Gesetzt von Stefan und Boltzmann ein nichtlinearer Zusammenhang

$$\phi_{Obj} * T_{Obj} \sim T_{Obj}^n \quad (n = 4 \, f \ddot{\mathrm{u}} r \, \lambda = 0 \dots \infty) \tag{2.63}$$

Für reale Thermografiesysteme, die in einem begrenzten Wellenlängenbereich arbeiten, ergibt sich der Exponent n abhängig vom Wellenlängenbereich.



Bild 2.157 Messaufbau mit Thermoelementen

Für die Umrechnung des Detektorsignals in eine Temperatur werden umfangreiche mathematische Zusammenhänge benötigt, die herstellerspezifisches Know-How darstellen. Dabei werden auch systematische Fehlereinflüsse sowie die für jedes Kameraexemplar schwankenden Parameter bei der Kalibrierung ermittelt und in der Berechnungsvorschrift für die Temperaturwerte berücksichtigt. Die vom Objekt emittierte Strahlungsleitung ist neben der Oberflächentemperatur T_{Obj} stark von den Materialeigenschaften und der Oberflächenbeschaffenheit abhängig. Diese bestimmen maßgeblich den Emissionsgrad ε , also den Anteil der im Vergleich zum schwarzen Strahler gleicher Temperatur emittierten Strahlung. Der Emissionsgrad ε (Anteil der vom Objekt emittierten Strahlung), der Reflexionsgrad ρ (Anteil der vom Objekt reflektierten Strahlung) und der Transmissionsgrad τ (Anteil der Durchgangsstrahlung) ergeben in Summe Eins. Der Transmissionsgrad τ ist für die relevanten metallischen Werkstoffe praktisch gleich Null. Die auf dem Detektor der Wärmebildkamera auftreffende Strahlungsleistung ϕ_{Ca} ergibt sich dann gemäß

$$\phi_{Cam} = \epsilon * \varphi_{Obj} * T_{Obj} + (1 - \varepsilon) * \varphi_{Amb} * T_{Amb}$$
(2.64)

wobei der Term $(1 - \varepsilon)$ den Anteil der vom Detektor erfassten reflektierten Umgebungsstrahlung angibt. Für eine möglichst genaue Messung der Objekttemperatur sollte daher ein Emissionsgrad ϵ nahe 1 angestrebt werden.

Ein Problem bei der thermografischen Temperaturmessung ist die Messung an bewegten Objekten. Im Thermobild ist häufig kein hinreichender Kontrast zur Unterscheidung voneinander abgegrenzter Bereiche gegeben, so dass eine automatische Zuordnung von Messpunkten schwierig ist.



Bild 2.158 Selektive Thermografie

Mit der selektiven Thermografie können die Defizite der thermografischen Temperaturmessung überwunden werden. Die Messpunkte zur Temperaturmessung werden durch aufgeklebte bedruckte Papiermarken, die einen bekannten und möglichst hohen Emissionsgrad aufweisen, definiert. Die

Marken ermöglichen so die berührungslose Temperaturmessung auf Oberflächen mit geringem Emissionsgrad (bspw. blankes Metall). Die selektiv thermografische Temperaturmessung wird mit einem Kameraverbund, der aus einer Wärmebildkamera und mindestens einer optischen Kamera besteht, durchgeführt. Durch vorherige Kalibrierung des Kameraverbundes ist die relative Lage und Orientierung der Thermografiekamera zur optischen Kamera bekannt. Bei der Messung werden die Marken im optischen Bild erfasst (Bildmessung) und ihre 3D-Koordinaten relativ zum Kameraverbund bestimmt. Durch Projektion werden automatisch die zu den Marken gehörenden Pixel im Thermobild zugeordnet und anschließend die Temperaturwerte ausgelesen [11], Bild 2.158.

Verlagerungsmessung

Grundsätzlich sind die thermisch bedingten Verlagerungen mit den Mitteln messbar, mit denen auch die statisch bedingten Verformungen gemessen werden. Wenn bereits die



Bild 2.159 Schematischer Aufbau der Relativverlagerungsmessung am TCP

Einrüstung der gesamten Maschine mit einem Messgestänge für die statische Verformungsmessung kritisch ist, dann ist es praktisch unmöglich den Einfluss des Messgestänges bei der großen Messdauer der thermischen Messungen (ggf. bis zur Beharrung) zu beherrschen.

Man beschränkt man sich deshalb zumeist auf die Erfassung der Relativverlagerung an der Wirkstelle, Bild 2.159. Mit Bild 2.160 ist ein typisches Beispiel für eine derartige Verlagerungsmessung gezeigt.



Bild 2.160 Beispiel einer Messung der thermisch bedingten Verlagerungen am TCP

Außer der optischen Verlagerungsmessung ist keine direkte Messung während der Bewegungs- und Bearbeitungsvorgängen möglich. Eine solche optische Verlagerungsmessung ist mit den Mitteln der Photogrammetrie realisierbar.

Die *Photogrammetrie* ermöglicht es, aus zweidimensionalen Bildern eines Objektes

die räumlichen Koordinaten definierter Punkte zu bestimmen. Der erste Schritt der photogrammetrischen Messung von räumlichen Objektkoordinaten ist die Bildmessung. Die Koordinaten der Messpunkte werden im Bild mit Hilfe geeigneter mathematischer Operatoren bestimmt. Als Messpunkte werden bspw. Kreise, die sich mit hohem Kontrast vom Untergrund abheben, verwendet. Diese "Marken" können einfach durch Bedrucken von selbstklebendem Papier mit einem Laserdrucker hergestellt und am Objekt aufgeklebt werden. Der Mittelpunkt der Marken kann bei der Bildmessung mit Sub-Pixel-Genauigkeit bestimmt werden. Mit dem Messmodell, das auf der Zentralprojektion basiert, werden die 3D-Koordinaten aus den Bildkoordinaten berechnet [11]. Die 3D-Koordinaten können direkt berechnet (bspw. Vorwärtsschnitt) oder durch eine Iterationsrechnung bestimmt (bspw. Rückwärtsschnitt) werden. Ein "Modellbaukasten" [12] ermöglicht die Erstellung umfangreicher Messmodelle. So können durch Erweiterung des Modellansatzes entsprechend [12] die Posen der Baugruppen relativ zueinander und zusätzlich die Deformationen der Baugruppen ermittelt werden.

2.2.2.4 Typische Experimente zur Dynamik

Die Experimente zur Dynamik haben zum Einen das Ziel, charakteristische dynamische Eigenschaften, wie Eigenfrequenzen, Schwingungsformen oder modale Dämpfungsmaße, an Maschinen und Baugruppen zu bestimmen, um daraus Hinweise für konstruktive bzw. technologische Maßnahmen zur Vermeidung von Resonanzen mit großen Amplituden im Betriebsbereich, zu ziehen. Zum Anderen soll, um die Produktivität zu steigern, die Zerspanungsstabilität der Maschinen verbessert werden.

2.2.2.4.1 Messausrüstung

Die Ausrüstung für dynamische Experimente, z.B. zur Ermittlung von Eigenfrequenzen, Schwingungsformen, Dämpfungsmaßen oder dynamischen Nachgiebigkeiten, besteht typischer Weise aus Möglichkeiten zur Erregung, zur Aufnahme und zur Analyse der Schwingungen. In Bild 2.161 sind Erreger mit ihren wesentlichen Parametern gezeigt.



Bild 2.161 Erreger dynamischer Kräfte (Aktoren)

Zur Messung von dynamischen Kräften und Beschleunigungen werden zumeist piezoelektrische Sensoren benutzt. Die infolge des Piezoeffekts durch den, von der Kraft bzw. einer schwingenden Masse ausgelösten, Druck über Ladungstrennung abgegebene Spannung muss vor der Analyse verstärkt werden. Die Beschleunigungsaufnehmer werden am Mess-



objekt durch Verschrauben, Kleben oder mit Magnet fixiert.

Bild 2.162 Aufnehmer dynamischer Größen (Sensoren)

Die Befestigung und das Masseverhältnis (Sensormasse im Verhältnis zur am Messpunkt mitschwingen-

den Masse des Messobjekts) können das Messsignal verfälschen. Für Messungen an rotierenden Baugruppen, z.B. an der Arbeitsspindel, kommen berührungslose Aufnehmer zum Einsatz, z.B. kapazitive Wegsensoren, Bild 2.162.

Eine typische Messkette für dynamische Baugruppenuntersuchungen ist in Bild 2.163 gezeigt. Das Messobjekt ist an Fäden aufgehängt und wird mit dem Impulshammer angeregt. Die Schwingungen werden mit Mini-Piezo-Beschleunigungssensoren aufgenommen und das Zeitsignal gemeinsam mit dem Kraftsignal in einem Frequenzanalysator verarbeitet.



Laptop mit Programm PULSE



Die Verarbeitung der digitalisierten (abgetasteten) Zeitsignale (Beschleunigungs- und Kraftsignal) zu Frequenzgängen gelingt mit der Schnellen Fouriertransformation (FFT).



Bild 2.164 Analysator und Auswertesystem – Kraft und Kohärenz

Zur messtechnischen Ausrüstung gehört heutzutage also auch umfangreiche Software zur Signalanalyse. Aus den abgetasteten Zeitverläufen der Kraft F(t) und der Beschleunigung $a_x(t)$ werden über ihre Auto- und Kreuzleistungsspektren der komplexe Nachgiebigkeitsfrequenzgang (Übertragungsfunktion) $x(\Omega)/F(\Omega)$ sowie die Kohärenzfunktion $\gamma(\Omega)$ gebildet.

Eine hervorragende Beschreibung der Probleme bei der Signalanalyse (vor allem in Verbindung mit der Abtastung) und Ableitung der Beziehungen findet sich in [7]. Die Kohärenzfunktion gibt Auskunft über die Qualität bzw. Vertrauenswürdigkeit der berechneten Übertragungsfunktion. Ihr Wert kann zwischen 0 und 1 liegen. Für den Wert 1 korrelieren Kraft und Weg zu 100%, für den Wert 0 überhaupt nicht, dazwischen haben Störungen mehr oder weniger Einfluss.

Bild 2.164 und Bild 2.165 zeigen Ergebnis-"Fenster" der Software zur Signalanalyse.





2.2.2.4.2 Messung von Betriebsschwingungsformen

Wenn im experimentellen Umfeld von Eigenschwingungsformen die Rede ist, handelt es häufig streng genommen um Betriebsschwingungsformen in einer Resonanzfrequenz. Bild 2.166 drückt den wesentlichen Unterschied zwischen Eigen- und Betriebsschwingungsformen aus.



Bild 2.166 Vergleich von Eigen- und Betriebsschwingungsformen

Das folgende Beispiel soll demonstrieren, wie mit einfachen Mitteln Betriebsschwingungsformen aufgenommen und analysiert werden können. In Bild 2.167 ist das Mess- und Auswertungsprinzip gezeigt.



Bild 2.167 Mess- und Auswertungsprinzip

Bild 2.168 zeigt am Beispiel einer Großdrehmaschine die Darstellung von Schwingungsformen mit einem minimalistischen Messstellenplan.

Die folgenden Hinweise sollten bei der Erfassung und Auswertung von Betriebsschwingungsformen beachtet werden. Bei Erregung nur an einer (bzw. wenigen) Frequenzlinie(n) (das ist typisch für Betriebsschwingungsformen) ist der Phasengang außerhalb dieser Frequenz(en) nicht auswertbar (Phasengang wird dort aus "Störsignal durch Störsignal" gebildet), d.h. die sog. "Sauerkrautkurven" abseits der Erregerfrequenz(en) sind im Phasengang uninteressant. Die Auswertung ist bei wenigen Messkoordinaten mit einfachen Mitteln "von Hand" möglich. Bei vielen Messstellen bieten sich kommerzielle Auswerte-Software-Werkzeuge an, mit denen die Rekonstruktion der Schwingungsformen (teil-)automatisiert möglich ist. Diese Software-Werkzeuge sind allerdings kostenintensiv. In vielen Fällen reichen jedoch wenige geschickt gelegte Messstellen aus.



Bild 2.168 Betriebsschwingungsform einer Großdrehmaschine

2.2.2.4.3 Ermittlung von Eigenfrequenz, Eigenschwingungsform und Dämpfung

Die experimentelle Ermittlung von Eigenfrequenzen, Eigenschwingungsformen und Dämpfungen erfordert die Beachtung einiger Besonderheiten:

- der Erregungsort beeinflusst die Anregung der Schwingungsformen, Bild 2.169,
- die Randbedingungen beeinflussen die Größe der Eigenfrequenzen und Dämpfungen sowie das Aussehen der Schwingungsformen,Bild 2.175,
- die Masse und Befestigungsart der Piezosensoren können die Größe der Eigenfrequenzen und Dämpfungen sowie das Aussehen der Schwingungsformen beeinflussen, Bild 2.175,
- die Frequenzauflösung beeinflusst die Größe der Eigenfrequenzen und Dämpfungen, Bild 2.176.
- In Knotennähe kann die entsprechende Schwingform prinzipiell nicht angeregt werden.
- Eine Schwingform kann prinzipiell nur in der Nähe eines Bauches angeregt werden.

Die ersten 4 Eigenformen können gleichzeitig nur in der Nähe der eingezeichneten Positionen (F_{Err}) angeregt werden.



Bild 2.169 Schwingungsformen am beiderseits aufgehangenen, homogenen Balken

Bevor die oben genannten Einflüsse, die besondere Bedeutung für die Bestimmung der Materialdämpfung haben, demonstriert werden sollen, betrachten wir zunächst einen typischen Versuchsaufbau zur Ermittlung von Eigenfrequenzen, Schwingungsformen und Dämpfungen, wie er in Bild 2.170 gezeigt ist.



Bild 2.170 Messaufbau

Bild 2.171 demonstriert am Beispiel eines Hauptspindelkörpers die gute Übereinstimmung von gemessenen und modellbasiert berechneten Eigenfrequenzen und -schwingungs-formen.



Bild 2.171 Vergleich Messung/Berechnung von Eigenfrequenz und Schwingform am Spindelkörper

Die Bestimmung der modalen Dämpfung $D_l = \vartheta_l / \varpi_l$, als Verhältnis von Abklingkonstante zu Eigenfrequenz, auch Lehr'sches Dämpfungsmaß genannt, ist am Amplitudenzeitverlauf der freien abklingenden Schwingung, am Amplitudenfrequenzgang, der Vergrößerungsfunktion oder der Ortskurve der fremderregten Schwingung mit unterschiedlichen Einschränkungen bzw. Vorrausetzungen möglich.

Bestimmung der Dämpfung aus der Ausschwingkurve

Unter der Voraussetzung einer Ausschwingkurve mit nur einer Eigenfrequenz ϖ_l und viskoser Dämpfung, kann der abklingender Amplitudenzeitverlauf als

und über

 $x(t) = X_0 * e^{(-\delta_l + j * \varpi_l) * t}$

geschrieben werden. Mit der Periode

 $x_0 = x(t=0) = X_0$ $T_l = 1/f_l = 2\pi/\varpi_l$ wird sowie $x_n = x(t = n * T_l) = X_0 * e^{-\delta * \ln T}$

$$x_0/x_n = X_0/(X_0 * e^{-\delta * \ln T}) = e^{\delta * \ln t}$$
 ergibt sich

$$\ln(x_0/x_n = \delta_l * n * T_l)$$

und damit die Bestimmungsbeziehung für das Dämpfungsmaß

$$D_l = \delta_l / \varpi_l = \ln(x_0 / x_n) / (2\pi * n), \qquad (2.65)$$

siehe Bild 2.172

Bestimmung der Dämpfung aus dem Amplitudenfrequenzgang

Unter der Voraussetzung isolierter Resonanzen, das heißt das Gebiet um die Resonanz wird hauptsächlich nur von einem Mode bestimmt und die anderen Moden sind vernachlässigbar, kann die Dämpfung mit der sogenannten Wurzel-2-Methode bestimmt werden. Mit dem Betrag (Amplitude) der dynamischen Nachgiebigkeit

$$N(\Omega) = l * x (\Omega) / F(\Omega) * l$$

und der Bedingung
$$N_1(\Omega_1)=N_2(\Omega_2)=N_R(\Omega_R\approx\omega_l)/\sqrt{2}$$

sowie isolierter Resonanz (der Mode *l* ist dominant) kann die Dämpfung mit

$$D_l = (\Omega_2 - \Omega_1) / (2\Omega_{\rm R}) \tag{2.66}$$

bestimmt werden, Bild 2.172.



Bild 2.172 Klassische Arten der Ermittlung des Dämpfungsmaßes

Unter der Voraussetzung, dass das Untersuchungsobjekt einen ausgeprägten SDoF-Charakter (SDoF = Single Degree of Freedom = Schwinger mit einem Freiheitsgrad) hat oder die erste Resonanz einen entsprechenden Abstand zu den höheren Ordnungen hat, dann kann die Dämpfung D_1 aus der Vergrößerungsfunktion $V(\eta)$ an der Abstimmung

$$\eta = \Omega/\omega_1 = 1$$

bestimmt werden. Aus dem Amplitudenfrequenzgang

$$|x| = X_{st} / \sqrt{[(1 - \eta^2)^2 + 4D^2 * \eta^2]}$$

wird für die Vergrößerungsfunktion

 $V = |x|/X_{St}$ bei $\eta = 1$ die Relation

 $V_R = 1/(2D_1)$ und daraus die Bestimmungsbeziehung

$$D_1 = 1/(2V_R) = X_{St}/(2X_R),$$
 (2.67)
siehe Bild 2.172.

Bestimmung der Dämpfung aus der Ortskurve

Zunächst kann die Dämpfung mit der Wurzel-2-Methode natürlich auch an der Ortskurve bestimmt werden, wie Bild 2.173 zeigt.



Bild 2.173 Wurzel-2-Methode an der Ortskurve [7]

Die Ortskurven setzen sich aus kreisförmigen Abschnitten in der Nähe jeder Resonanz (Modalbereiche) zusammen. In [13] ist ein, auf dieser Tatsache beruhender, Algorithmus zur Bestimmung der Dämpfung beschrieben, Bild 2.174. Dieser Algorithmus ist in eine Iteration zur Berücksichtigung der Superposition der Moden eingebettet und so von keinen Voraussetzungen abhängig und von keinen Bedingungen eingeschränkt.



Bild 2.174 Ortskurven-Modalbereichs-Verfahren [13]

In Bild 2.174 bedeuten:

- R Radius des Ausgleichskreises,
- $A_{j,j-1}$ Sehne zwischen den Frequenzpunkten "links" und rechts" von f_{RJ} ,
- f_{RJ} Resonanzfrequenz zur l -ten Mode,
- Δf Frequenzauflösung der Messung $\Delta f = f_j f_{j-1}$,

Die Dämpfung folgt damit nach Gleichung

(2.68) zu:

$$D_{l} = \frac{\Delta f * \sqrt{4R^{2} - A_{j-1,j}^{2}}}{\left(2f_{j-1} + \Delta f - f_{R,l}\right) * A_{j-1,j}}$$
(2.68)

Im Folgenden wollen wir einige wesentliche Aspekte der Messwertaufnahme zur Ermittlung der Dämpfung betrachten.



Bild 2.175 Einfluss von Aufhängung, Sensorbefestigung und Frequenzauflösung

Bild 2.175 demonstriert den gravierenden Einfluss von der Aufhängung (Schraube, Bügel, Faden, Draht) auf die Bestimmung der Werkstoffdämpfung und erklärt die großen Unterschiede zu den Angaben in der Literatur. Ebenso haben auch die Frequenzauflösung (1000 mHz, 312,5 mHz, 31,25 mHz) und die Sensorbefestigung (geschraubt, Magnetfuß) Einfluss auf die Größe der ermittelten Dämpfung, Bild 2.175 und Bild 2.176.



Bild 2.176 Einfluss der Frequenzauflösung

Aus der Einflussanalyse der Versuchsbedingungen ergeben sich einige ernsthafte Konsequenzen für die Messwertaufnahme zur Ermittlung der Dämpfung, die nachfolgend zusammengefasst sind.



Bild 2.177 An Modellständern unterschiedlichen Materials ermittelte Dämpfung

- Realisierung einer optimierten Aufhängung des Versuchsobjektes zur Vermeidung von "Fremddämpfung" durch zusätzliche Fugen.
- Wenn möglich durch Aufhängung an langem Seil sowie Seilbefestigung in Schwingungsknoten und ohne zusätzliche Anschlagmittel. Außerdem besteht die Notwendigkeit einer optimierten Befestigung der Sensoren, ebenfalls zur Vermeidung von "Fremddämpfung" durch zusätzliche Fugen.
- Wenn möglich durch die Verwendung direkt am Versuchsobjekt angeschraubter Beschleunigungsaufnehmer oder berührungsloser Signalaufnehmer. Auch sind ausreichend lange Messzeiten erforderlich, um zusätzliche Dämpfung aus der (notwendigen) Signalfensterung zu vermeiden und hinreichend viele Stützstellen für den jeweiligen Identifikationsalgorithmus zu erhalten.

Unter Beachtung dieser Hinweise wurden an ähnlich gestalteten Modellständern aus Grauguss, Stahl und Reaktionsharzbeton die Werkstoffdämpfung (Lehr'sches Dämpfungsmaß) bestimmt, Bild 2.177.

Verglichen mit den Literaturangaben von Tabelle 2.7 fällt auf, dass die Differenzen in Größenordnungen von einer bis zwei Zehnerpotenzen liegen und in der Literatur grundsätzlich größer angegeben wird. Das spricht dafür, dass in der Vergangenheit zum Einen die messtechnischen Möglichkeiten (Frequenzauflösung, Masse und Befestigungsmöglichkeiten der Piezosensoren) noch nicht so zur Verfügung standen und zum Anderen der erhebliche Einfluss der Randbedingungen nicht genügend berücksichtigt wurde.

Werkstück-Dämpfung:	(nach Holzweißig)
Hochfester Stahl	0,0014
Baustahl	0,0008
Gusseisen	0,02
Holz	0,01
Gummi	0,05

Tabelle 2.7WerkstoffdämpfungausLiteraturan-gaben

Ein weiteres Beispiel dokumentiert die Leistungsfähigkeit der Identifikationsalgorithmen und der Messtechnik. Es wurde mit der für Stahl ermittelten Werkstoffdämpfung und der für Lager- und Buchsenpressverbände bestimmten Dämpfung die

Systemdämpfung eines Spindelkörpers modellgestützt prognostiziert. Die Ergebnisse sind in Bild 2.178 den am Spindelkörper gemessenen Werten gegenübergestellt.





2.2.2.4.4 Experimentelle Modalanalyse

Die experimentelle Modalanalyse basiert auf einem physikalisch begründeten Ansatz zur Identifikation der Modalparameter aus den Frequenzgängen des untersuchten Systems, wie es Bild 2.179 und Bild 2.180 zeigen. Dabei sollen hier, der Einfachheit halber, reelle Schwingungsformen zugrunde gelegt werden. Die Algorithmen für komplexe Eigenwertlösungen werden in [7] und [13] nachvollziehbar hergeleitet.

Aus dem Fitt (Kurvenapproximation) der dynamischen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge $N_{ik}(\Omega) = x_i(\Omega)/F_k(\Omega) = Re(N_{ik}) + j * Im(N_{ik})$

lassen sich für die Moden l = 1, 2, ..., m die Eigenfrequenzen ω_l und Dämpfungsmaße $D_l = \delta_l / \omega_l$ sowie die Amplitudenparameter $S_{ikl} = (X_{il} * X_{kl}) / \gamma_i$ bestimmen. Im Folgenden soll auf die einzelnen Schritte der experimentellen Modalanalyse näher eingegangen werden.



Bild 2.179 Vorgehen bei modellgestützter und experimenteller Modalanalyse



Bild 2.180 Zusammenhang der modellbasierten Beschreibungs- mit den, der Identifikation zugrundegelegten, Approximationsparametern [13]

Approximation der Struktur



Bild 2.181 Messstellenplan für die rechnergestützte experimentelle Modalanalyse

Die Approximation der Struktur mit einem Messstellenplan (vgl. auch Abschnitt 2.2.2.2.2) gehört nicht zwingend zur experimentellen Modalanalyse, ist aber zur Visualisierung der Schwingformen und damit zur Interpretation der Ergebnisse der Modalanalyse erforderlich, Bild 2.181. Das Vorgehen ist analog zur statischen Strukturanalyse.

Messung komplexer Nachgiebigkeitsfrequenzgänge

Die Messung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge kann, vor allem für die Analyse von einzelnen aufgehängten Strukturbauteilen, mit der Messkette von Bild 2.163 erfolgen. Für die Messung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge ganzer Werkzeugmaschinenstrukturen empfiehlt sich die Relativerregung am TCP mit einem Shaker und stochastischer Ansteuerung, Bild 2.182.Bei der praktischen Messplanung kann die Symmetriebedingung

$$N_{ik}(\Omega_r) = N_{ki}(\Omega_r),$$

d.h. die Koordinaten von Erregung und Messung sind vertauschbar, genutzt werden, um den Messaufwand zu senken oder durch Mittelwertbildung die Aussagesicherheit zu steigern.



Bild 2.182 Messung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge für die Modalanalyse

Ortskurven-Approximation

Das Curve-Fitting wird an der gemessenen (M) Ortskurve

$$N_{ik}(\Omega_{\rm r})_M = Re_{ik}(\Omega_{\rm r})_M + j * Im_{ik}(\Omega_{\rm r})_M$$

mit den modalen Ansatzfunktionen (R) für $Re_{ik}(\Omega_r)_R$ und $Im_{ik}(\Omega_r)_R$

von Bild 2.183 und dem Kriterium der minimalen Summe der Abweichungsquadrate (MKQ) von Messung und Rechnung

 $(Re_{ik}(\Omega_{r})_{M} - Re_{ik}(\Omega_{r})_{R})^{2} + (Im_{ik}(\Omega_{r})_{M} - Im_{ik}(\Omega_{r})_{R})^{2}$ betrieben und liefert die identifizierten Modalparameter ω_{l} , D_{l} und S_{ikl} .







Bild 2.184 Identifizierbarkeit der Modalparameter aus den Frequenzgängen

Im Allgemeinen ist davon auszugehen, dass nicht jeder der koordinatenbezogenen Frequenzgänge alle Modalbereiche durch erkennbare Resonanzüberhöhungen kenntlich macht. Dafür kann es unterschiedliche Gründe geben. Bild 2.184 demonstriert mit der Lage der Erregungs- bzw. Messkoordinaten in den Hauptachsen und in den Knoten der Schwingungsformen die zwei anschaulichsten Effekte. Die Modalanalyse-Systeme berücksichtigen dies durch die manuelle Festlegung der Modalbereiche [7], [13].

Rekonstruktion der Messdaten

Wenn die originalen Frequenzgangmessdaten auch zu ihrer Rekonstruktion verwendet werden (z.B. zur Stabilitätsanalyse des Zerspanungsprozess) müssen, bei einer Anzahl von n Messkoordinaten und einem Erregerfrequenzbereich

$$f_B = (\Omega_{err,max} - \Omega_{err,min})/(2\pi)$$

sowie einer Frequenzauflösung Δf , $P_f = 2n * m * z_l$

$$P_f = 2n * f_B / \Delta f$$

Daten abgespeichert werden. Selbst wenn nur um die m Resonanzfrequenzen jeweils z_l Frequenzgangwerte aufgenommen werden, müssen noch $P_f = 2n * m * z_l$ abgespeichert werden. Demgegenüber ermöglicht die Rekonstruktion der Frequenzgänge auf Basis der Modalparameter eine beliebig feine Frequenzauflösung bei Abspeicherung von nur

$$P_M = m * (n+2)$$

Bild 2.185 stellt für typische Werte

 $(f_B = 600 Hz; \Delta f = 1 Hz, 0.5Hz; z_l = 13, 7; m = 6; n = 6)$

die für eine Frequenzgangrekonstruktion zu speichernden Daten in Abhängigkeit von der Koordinatenanzahl und von der Anzahl der Resonanzen dar.



Bild 2.185 Anzahl der Daten, die zur Rekonstruktion der Frequenzgänge erforderlich sind

Mit den identifizierten Modalparametern können nicht nur die gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge rekonstruiert werden, sondern auch nicht gemessene Frequenzgänge berechnet werden. Bild 2.186 gibt einen schematischen Überblick zu den Nutzungsmöglichkeiten der Modalparameter.



Bild 2.186 Nutzung der experimentell ermittelten Modalparameter

2.2.2.4.5 Messung des Nachgiebigkeitsfrequenzganges an der rotierenden Spindel

Ziel der Arbeiten in [14] war es einen Messaufbau zu finden, der am TCP eine impulsförmige Kraftanregung ohne das Auftreten von Doppelschlägen ermöglicht. Letztendlich hatte sich ein Aufbau als geeignet erwiesen, bei dem eine Konstruktion aus einer Blattfeder, einem Kraftaufnehmer, einer Stahlkalotte und einem Zusatzgewicht zum Einsatz kamen. Der Vorteil dieses leichten Impulspendels liegt in der Verhinderung des problematischen Prellens bei der Anregung am TCP. Das Impulspendel wird zunächst über einen Elektromagneten in einer ausgelenkten Position gehalten. Wenn bei einer Messung die Spindel ihre Solldrehzahl erreicht hat, wird der Magnet abgeschaltet und das Pendel schwingt aus und trifft die anzuregende Struktur. Auf diese Weise wird eine gute Reproduzierbarkeit der anregenden Kraftimpulse gewährleistet. Darüber hinaus kann die Messung damit "ferngesteuert" ausgelöst werden, ohne dass ein Bediener in den Gefahrenbereich der rotierenden Spindel eingreifen muss. Zur Messung der Verlagerung des Werkzeug-Dummies wurden berührungslose, kapazitive Wegmesssysteme eingesetzt. Um auch Kreuznachgiebigkeitsfrequenzgänge bestimmen zu können, erfolgte die Verlagerungsmessung sowohl in Richtung der Krafteinleitung als auch senkrecht dazu. Bild 2.187 zeigt den eingesetzten Versuchsaufbau. [14].



Bild 2.187 Versuchsaufbau zur Ermittlung von Übertragungsfrequenzgängen am rotierenden Spindel-Werkzeug-System, [14]

Die mit diesem Versuchsaufbau gemessenen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge beweisen die Drehzahlabhängigkeit des dynamischen Verhaltens, insbesondere hochtourig rotierender Hauptspindeln, Bild 2.188. Das Bild demonstriert, dass die Kreuznachgiebigkeit im Stillstand der Spindel aufgrund ihrer Symmetrie gleich Null ist und bei hochtourigen Drehzahlen aufgrund der gyroskopischen Kräfte nicht mehr zu vernachlässigen ist. Das hat besonders auf die Prozessstabilität Einfluss.



Bild 2.188 Messtechnischer Nachweis der drehzahlabhängigen Kreuznachgiebigkeiten

2.2.2.4.6 Messung dynamischer Zerspankräfte

Der Versuchsaufbau zur Messung dynamischer Zerspankräfte beim Fräsen, Bild 2.189, ist im Prinzip analog zum Aufbau zur Messung der statischen Zerspankräfte beim Drehen, Bild 2.141.



Bild 2.189 Messaufbau

Bei jedem Experiment zum dynamischen Verhalten ist zunächst davon auszugehen, dass der Versuchsaufbau das eigentlich interessierende dynamische Verhalten des Untersuchungsobjekt beeinflusst. Deshalb ist der Versuchsaufbau, wie Bild 2.189 für die Zerspankraftmessung zeigt, einer dynamischen Analyse zu unterziehen.

Wenn Zahneingriffsfrequenz und Eigenfrequenz des Messaufbaues dicht beieinander liegen, dann ist die Identifikation der Zerspankraftkoeffizienten anhand gemessener Prozesskraftverläufe nicht direkt möglich. Folgend sind drei mögliche Vorgehensweisen für diesen Fall aufgeführt.

Vergrößerung des nutzbaren Frequenzbereichs

Die Verschiebung der Eigenfrequenz des Versuchsaufbaus nach oben ist prinzipiell durch eine kleinere Kraftmessplattform und eine geringere Masse von Werkstück und Werkstückspannung erreichbar. Probleme können dabei durch die nicht gegebene Verfügbarkeit der Messtechnik und den ungeeigneten Messbereich für Prozess auftreten.

Parameteridentifikation nur auf Basis der statischen Prozesskraftanteile

Um für die mit der Zahneingriffsfrequenz schwankenden Prozesskräfte einen konstanten Wert angeben zu können wird eine zeitliche Mittelung der Messwerte \overline{F}_{Mess} durchgeführt. Bei entsprechender Aufbereitung des Prozesskraftmodells als

$$\overline{F}_{Mod} = f(k_{c1.1}, k_{f1.1}, \dots)$$

gelingt die Ermittlung der Zerspankraftkoeffizienten so dass

$\left(\overline{F}_{Mess} - \overline{F}_{Mod}\right)$

zum Minimum wird. Damit existiert eine praktikable, robuste Vorgehensweise, die allerdings eine größere Anzahl von Zerspanversuchen erfordert.

Inverse Filterung

Auf Basis der messtechnischen Ermittlung des Übertragungsverhaltens des Messaufbaues lässt sich durch Multiplikation des Messsignals mit der inversen Übertragungsfunktion der tatsächliche Kraftverlauf aus dem Messsignal rekonstruieren. Dabei ist zu beachten, dass sich die Messunsicherheiten bei Ermittlung des Übertragungsverhaltens auf die Vertrauensbereiche der identifizierten Zerspankraftkoeffizienten auswirken. Problematisch ist auch, dass das Übertragungsverhalten gut reproduzierbar sein muss, was angesichts des gegebenenfalls erforderlichen Umspannen des Werkstücks und der Masseverringerung durch die Spanabnahme nicht garantiert sein könnte.



Bild 2.190 Dynamische Analyse des Messaufbaus

2.2.2.4.7 Identifizierung von Ratterschwingungen

Die sichere Identifikation des instabilen Zerspanungsprozesses wird durch die Tatsache erschwert, dass in unmittelbarer Nähe des laufenden Prozesses gemessen werden muss und die dynamischen Eigenschaften von Werkzeug, Spindel, Werkstück und Spannung durch den Messaufbau nicht verändert werden. Unter diesen Bedingungen ist die Aufnahme und Analyse des Körperschalls eine erfolgreiche Alternative zur Weg-, Beschleunigungs- oder Kraftmessung. In Bild 2.191 ist der einfache Messaufbau gezeigt.



- Messung des Schalldruckpegels während des Zerspanprozesses
- Übertragung in den Frequenzbereich durch FFT (Fast Fourier Transformation) Identifikation selbsterregter Schwingungen (Ratterschwingungen)
- durch Analyse der Frequenzspektren

Bild 2.191 Messaufbau zur Identifikation von Ratterschwingungen

Liegt ein stabiler Fräsprozess (kein Rattern) vor, dann enthält das Schallspektrum die Zahneingriffsfrequenz f_{ZE} sowie deren Harmonische (Vielfache). Bei instabilem Prozess treten Schwingungen an der Ratterfrequenz auf. Die Ratterfrequenz liegt in der Nähe einer Eigenfrequenz der Maschine und ist kein ganzzahliges Vielfaches der Zahneingriffsfrequenz, Bild 2.192.



Bild 2.192 Identifikation der Ratterschwingung aus dem Schalldruck

2.2.3 Modellbasierte Verhaltensermittlung – virtuelles Experiment

Die Tabelle 2.8 weist die hauptsächlich interessierenden Größen und Modellinhalte für die einzelnen Verhaltensbereiche aus.

Verhaltensbereich	interessierende Größen (Ursache/Wirkung, Input/Output)	Modellinhalt (Funktion/Physik, Struktur/Elemente)
Kinematik	Input: Geometrieparameter / Antriebsgrößen Output: Endeffektorgrößen	Vorwärtstransformation / Geometrie (Direkte kinematische Transformation)
	Input: Geometrieparameter / Endeffektorgrößen Output: Antriebsgrößen	Rückwärtstransformation / Geometrie (Inverse kinematische Transformation)
Statik / Dynamik	/ Dynamik Input: Geometr u. Materialparam. Belastg.kräfte und –momente Output: Steifigkeits-, Dämpfungs- und Trägheitsverteilung / Deformationen, Spannungen	Diskrete Modelle mit konzentrierten Elementen u. konzentr. Parametern (konzentr. Federn, Punktmassen,)
		Diskrete FE-Modelle mit verteilten Parametern (Balken-, Scheiben-, Platten-, Schalen-, Volumen- Elemente)
Dynamik	Input: Steifigkeits-, (Dämpfungs-,) und Trägheitsverteilung Output: Eigenfrequenzen und Schwingungsformen	reeles (komplexes) Eigenwertproblem
Thermik	Input: Geometr u. Materialparam., Wärmeströme, Randbeding. Output: Kapazitäts- u. Wärmeleit- wertverteilung / Temperaturverteilung, Thermische Ersatzkräfte	Diskrete Modelle mit konzentrierten Elementen u. konzentr. Parametern (Knotenpunktmodell)
		Diskrete FE-Modelle mit verteilten Parametern (Balken-, Scheiben-, Platten-, Schalen-, Volumen- Elemente)

Tabelle 2.8 Interessierende Größen und Modellinhalt in den Verhaltensbereichen

2.2.3.1 Einführung in das Modellproblem

Modellbegriff

Eine recht brauchbare allgemeine Fassung für den Modellbegriff findet sich beispielsweise in der *kybernetischen Modelldefinition* von *Klaus*) [15], die den Modellbegriff über eine dreistellige Relation zwischen Modell, Original und Subjekt beschreibt. Demnach bestimmt sich ein Modell immer erst durch seine Beziehungen zu dem, *wovon* es Modell ist, und zu dem, *wofür* es Modell ist, wie Bild 2.193 zeigt.

"Wenn zwischen einem Objekt M und einem Objekt O (Modelloriginal) *Analogien* bestehen, ist M für ein [kybernetisches] System S (Modellsubjekt) in verallgemeinertem Sinne ein Modell, sofern *informationelle Beziehungen* zwischen S und M dazu beitragen können, *Verhaltensweisen* von S gegenüber O zu beeinflussen" [15].


Bild 2.193 Veranschaulichung des Modellbegriffs

Das Modell umfasst damit die Abbildung des Originals mit den für die Aufgabenstellung relevanten Eigenschaften. Mit welcher Qualität und Quantität diese Abbildung erfolgt ist entwicklungsbedingt, Bild 2.194. Die mit der Simulation gegebene Möglichkeit auch zeitliche Veränderungen abzubilden, kann in seiner Bedeutung nicht genug geschätzt werden. Das ist praktisch die Möglichkeit, das Modell "leben" zu lassen.



Bild 2.194 Entwicklung des Abbildes

Modellklassifikation

In den verschiedenartigen Disziplinen und Zusammenhängen der Modellanwendung existiert eine Vielzahl von Gesichtspunkten zur *Spezifikation und Klassifizierung* von Modellen, z.B.:

- nach Aspekten des Originals, die Analogien im Modell besitzen (Funktions-, Struktur-, Verhaltens-, Geometrie-, Kinematik-, ...),
- nach dem Verwendungszweck der Modellaussagen (Beschreibungs-, Erklärungs-, Prognose-, Optimierungs-, Entscheidungs-, ...),

 nach den zur Modellbildung verwendeten Methoden und Werkzeugen (CAD-, FEM-, MKS-, BLOR-, Petri-Netz-, ...),







Modellfindung

Es geht bei der Modellfindung nicht darum, möglichst "viel" oder "detailliert" oder gar "alles" abzubilden, sondern das "Richtige" - also entsprechend dem alten Grundsatz: "so genau wie nötig, nicht wie möglich!", wobei die Wertung von "genau" und "nötig" ausschließlich durch die Aufgabenstellung bestimmt wird. Damit haben wir zwar das Wesentlichste zur Modellproblematik gesagt, konkrete Untersetzungen als unterstützende Hilfestellungen für eine gezielte Modellfindung lassen sich jedoch daraus nicht ableiten. Dies ist - und eben das entspricht der Natur der Sache - nur am konkreten Objekt im Zusammenhang mit der konkreten Aufgabenstellung möglich! Natürlich gibt es eine ganze Reihe von Aufgabenklassen und Systemcharakteristika, die die zugeordnete Formulierung von Modellierungsgrundsätzen und -regeln in konkreterer Form ermöglichen. Eine umfassende und systematische Darstellung kann und soll jedoch hier nicht erfolgen. Stattdessen wollen wir lediglich an einigen ausgewählten Problemstellungen ein Gefühl für die entscheidende Bedeutung der Modellqualität sowie für die erforderlichen Herangehensweisen vermitteln.

Der Modellbegriff stellt die zentrale Bedeutung der Aufgabenstellung heraus. Mit Blick auf den Modellbildungsprozess bestimmt sie die erforderlichen Analogien zwischen realem und virtuellem System. Entlang der Phasen des Lebenszyklus eines technischen Systems lassen sich unterschiedliche Schwerpunkte für die berechnungs- und simulationsrelevanten Aufgabenstellungen ausmachen, von denen folgend einige markante Beispiele mit ihren daraus resultierenden Anforderungen an die Modellierung charakterisiert werden sollen.

Simulationsrelevante Aufgabenstellungen entlang des Lebenszyklus

1. Konzeptentwicklung und Entwurf

Berechnungs- und Simulationsaufgaben in der Phase der Konzeptentwicklung und des frühen Entwurfes unterstützen konzeptionelle Grundentscheidungen über alternative Gestaltungsmöglichkeiten. Damit steht weniger die absolute Wertung der Einzellösung als eher die vergleichende Einschätzung der Alternativen im Mittelpunkt des Interesses. Hinsichtlich der Modellbildung liegt damit der Schwerpunkt auf der Gewährleistung der Vergleichbarkeit. Einerseits sind damit für das Gesamtsystem in der Regel größere Abstraktionen und Vereinfachungen zulässig, andererseits müssen natürlich die variantenbildenden Struktur- und Parameterunterschiede sowie die das Verhalten der Varianten charakterisierenden Eigenschaften repräsentativ in den Modellen abgebildet werden. Ein typisches Beispiel für eine in diesem Sinne angemessene Vorgehensweise liefert die vergleichende Bewertung der Bahndynamik alternativer Bewegungssysteme.

2. Fertigungs-, Montage- und Inbetriebnahmeunterstützung

Das Ziel einer berechnungs- und simulationsgestützten Vorbereitung auf Fertigung, Montage und Inbetriebnahme besteht im weitesten Sinne in der Ermittlung der qualitätsbestimmenden Schwerpunkte, ganz gleich ob es im einzelnen um die funktionelle Zuverlässigkeit, um Genauigkeitseigenschaften oder die Leistungsauslastung am System geht. Dabei steht nicht das technische Prinzip oder das Gestaltungskonzept im Mittelpunkt der Untersuchung, sondern die Analyse und gegebenenfalls die Zusicherung einzelner - über Fertigung, Montage und Inbetriebnahme beeinflussbarer - technischer Parameter.

Mit den Mitteln der Simulation sind völlig neue und vielfach wesentlich direktere Verfahren der Qualitätsprüfung und -überwachung denkbar. Erste Beispiele in einer derartigen Richtung werden bereits praktiziert. So sollte beispielsweise die funktionell richtige Einstellung der Vorspannung von Zahnriementrieben anhand von Eigenfrequenzmessungen erfolgen.

Methodisch handelt es sich bei der simulationsgestützten Analyse von Fertigungs-, Montage- und Inbetriebnahmeschwerpunkten um eine verallgemeinerte Toleranzanalyse (über den geometrischen Bereich hinaus), die technisch-funktionell wirksamen Parameter betreffend. Modellseitig besteht damit der Anspruch, die in diesem Zusammenhang wesentlichen Abhängigkeiten, Wirkungsmechanismen und Parameter adäquat abzubilden sowie eine Sensibilitätsanalyse, das heißt eine geeignete Parametervariation und einflussermittlung zu ermöglichen. Beispielsweise ist die virtuelle Inbetriebnahme einer lagegeregelten Vorschubachse auf deren Simulationsergebnissen aufbauend möglich und damit kann der reale Antrieb und Regler zügig und optimal eingestellt werden.

3. Experimentelle Untersuchung und Maschinenabnahme

Die für die Simulationsanwendung interessierenden Aufgabenstellungen bei der Vorbereitung, Durchführung und Auswertung von Maschinenabnahmen oder verallgemeinert bei experimentellen Systemuntersuchungen schlechthin, sind grundsätzlich ähnlich gelagert wie bei der Fertigung, Montage und Inbetriebnahme. Der wesentliche Unterschied besteht darin, dass nun nicht mehr vordergründig die einflussstärksten und zumeist lokalen Parameter gesucht und überwacht werden, sondern vorwiegend ganzheitlich wirkende Systemfunktionalität ermittelt und geprüft wird. Die Simulation kann dabei eingesetzt werden, um die aussagefähigsten oder -sichersten Messgrößen festzulegen, deren Erwartungswerte und zulässigen Streuungen vorzugeben, Prüfeinrichtungen und -abläufe zu planen oder die Auswertung und Interpretation der Messergebnisse zu stützen. Im Sinne der Messtechnik handelt es sich dabei vielfach um sogenannte vermittelnde Beobachtung, das heißt die eigentlich interessierenden Größen sind, z.B. aufgrund von Unzugänglichkeit, messtechnisch nicht erfassbar und werden indirekt aus den gemessenen Größen ermittelt. Dies setzt jedoch voraus, dass zwischen den gemessenen und den interessierenden Größen ein für die "Rückrechnung" geeigneter und bekannter Zusammenhang existiert. Für geometrische Transformationen, statische Abhängigkeiten oder allgemein für lineare Übertragungseigenschaften zwischen den Mess- und den Beurteilungsgrößen ist dies mehr oder weniger unproblematisch. Für nichtlineare Verknüpfungen ist das geschilderte Problem praktisch nur noch mit der Simulation lösbar.

Es bedarf nur geringer Phantasie, sich vorzustellen, wie mit qualifizierten "Simulationsexperimenten" der Untersuchungsaufwand erheblich reduziert und die Aussagefähigkeit gesteigert werden können. Allerdings darf gerade bei derartigen Aufgabenstellungen der Modellanspruch nicht unterschätzt werden, denn es geht oft um die Untersuchung funktionsgefährdender "Dreckeffekte", die - wenn sie nicht im Modell enthalten sind - natürlich auch in ihren Wirkungen nicht analysiert werden können. Die unter anderem auch daraus resultierende enorme Bedeutung des "richtigen" Experimentes für die Simulation soll hier deutlich unterstrichen werden.

4. Schwachstellenanalyse und Konstruktionsänderung

Mit der Bewertung des Einflusses der Komponenten und ihrer Parameter auf das wertbildende Systemverhalten ist eine unter technischen und wirtschaftlichen Gesichtspunkten erfolgende Abstimmung der Einzelparameter auf das Gesamtsystem möglich, und es können Aussagen zur Wirksamkeit konstruktiver Änderungsmaßnahmen getroffen werden. Die Auslöser für konstruktive Änderungen an bereits ausgeführten Systemen können sehr verschiedene Ursachen haben. Sie reichen von der - auf den Ergebnissen einer Musterausführung gegründeten - Überarbeitung zur Serieneinführung über die "normale" technische Weiterentwicklung oder die notwendigen Reaktionen auf Veränderungen im Zulieferbereich bis zu kundenspezifischen Anpassungen. In allen Fällen steht jedoch die Frage, wie sich die beabsichtigten Konstruktionsänderungen auf das interessierende Systemverhalten auswirken. Da, wo die betrachteten Systeme ein entsprechendes Investitionsvolumen binden, sind auch Modernisierungen im Sinne von Parameteroptimierungen und Umrüstungen von besonderem Interesse. Auch hierbei kann die Simulation ein zielgerichtetes und effektives Vorgehen wirksam unterstützen. Typisch für die Modellierungsproblematik im Zusammenhang mit der Schwachstellenanalyse und Konstruktionsänderung ist, dass in aller Regel bereits ein ausgeführtes System vorliegt. Damit existiert gegebenenfalls auch umfangreiches experimentell gestütztes Wissen über Parameter und Systemverhalten bzw. kann dieses bei Bedarf erhoben werden. Dadurch werden sowohl eine experimentell gestützte Modellbildung - z.B. als Parameterbestimmung - als auch eine experimentelle Modellüberprüfung möglich.

5. Prozessoptimierung und modellbasierte Steuerungskonzepte

Problemstellungen, die sich mit der Prozessoptimierung oder der Steuerungsfunktionalität beschäftigen, legen zunächst ein technisches Realisierungssystem für den Prozess oder die umzusetzende Steuerungsfunktion zugrunde, ohne dass dieses System selbst im Mittelpunkt der Betrachtungen steht. Wir hätten es jedoch nicht mit komplexen Systemen zu tun und würden allen bisher angesprochenen Modellierungsgrundsätzen zuwider handeln, wenn daraus geschlossen würde, dass die Ansprüche an die Modellierung des Realisierungssystems damit a priori geringerwertiger würden. Auch hier bestimmt allein das Untersuchungsziel in Verbindung mit dem dafür relevanten Systemverhalten die Abbildungsanforderungen, das heißt, dass für die oben genannten Problemstellungen zumindest *zusätzlich* die prozess- und steuerungsbeschreibenden Eigenschaften *angemessen* in das Simulationsmodell aufgenommen werden müssen!

6. Diagnose, Überwachung und Schadensanalyse

Die simulationsgestützte Schadensanalyse lässt sich bei der Ursachenfindung wie auch bei der Schadensverhütung gleichermaßen einsetzen. So ermöglicht die Simulation beispielsweise das Betreiben des virtuellen Systems unter extremen Bedingungen, welche am Realsystem Schäden oder in der Umgebung Gefahren zur Folge hätten. Auf der Grundlage entsprechend ausgewerteter Simulationsergebnisse lassen sich dann begründet Grenzwerte vorgeben und überwachen. Das wirtschaftliche Gewicht des Simulationseinsatzes zur Analyse von Schadensfällen wird insbesondere im Zusammenhang mit Großinvestitionen und dem damit vielfach verbundenen erheblichen Streitpotential bei der Ursachenzuordnung ersichtlich. Auch zur Festlegung von Überwachungs- oder Wartungsschwerpunkten und -zyklen kann die Simulation im Rahmen vorbeugender Diagnose gegenüber oder in Kombination mit der gezielten experimentellen Zustandserfassung zur Senkung von Aufwand und Risiko beitragen. Die sorgfältige Modellierung der Randund Lastbedingungen sowie der Parameterverhältnisse ist für die Untersuchung von Diagnose-, Überwachungs- und Schadensproblemen von ganz besonderer Bedeutung. Vielfach sind es gerade die beim Entwurf oder unter den realen Betriebsbedingungen "übersehenen" Effekte, welche zu Schadensfällen führen - was eine für die Ursachenfindung brauchbare und aussagefähige Modellierung natürlich nicht gerade einfacher werden lässt, insbesondere wenn es um die vorbeugende Schadensvermeidung geht!

Abbildung des aufgabenrelevanten Verhaltens

Die Abbildung des aufgabenrelevanten Verhaltens ist bei der Modellierung technischer Systeme im allgemeinen mit Abbildungsanforderungen bezüglich struktureller und parametrischer Eigenschaften überlagert. Dies ist einfach in der Notwendigkeit begründet, eben diese Eigenschaften in ihrem Einfluss auf das Verhalten zu untersuchen und entsprechende - das heißt konstruktiv interpretierbare - Veränderungen am System vornehmen zu können. Insofern sind reine Verhaltensmodelle (black box), wie sie beispielsweise auf der Basis neuronaler Netze denkbar wären, für technische Simulationsanwendungen relativ uninteressant. Andererseits ist eine Modellauflösung bis zur elementar parametrisch und strukturell zuordenbaren geometrischen und physikalischen Einzelheit (glass box) in vielen Fällen weder möglich noch im Sinne der Aufgabenstellung sinnvoll. Die Praxis angemessener Modellauflösung wird also, als Kompromiss von ersetzender Verhaltensmodellierung und direkter Objektzuordnung, irgendwo zwischen den Extremen liegen. Damit ist ein Grundproblem der Modellfindung - insbesondere bei allgemeinen Netzwerkmodellen - beschrieben, welches nur durch fachbezogenes Wissen und praktische Erfahrung sowie strenge Orientierung an den Anforderungen der zugrundeliegenden Aufgabenstellung lösbar ist. Der Beitrag, den hierfür eine wie auch immer komfortable - Software liefern kann, beschränkt sich auf die Bereitstellung von Beschreibungsmöglichkeiten und die "Vorfertigung" elementarer oder für bestimmte Aufgabenklassen zweckmäßiger Modellierungsangebote. Der Umgang mit diesen Modellobjekten und die Übernahme der Verantwortung verbleibt jedoch ungeteilt bei dem problemlösenden Ingenieur und wird an der Zielstellung der jeweiligen Simulationsaufgabe gemessen.

Modellabgrenzung

Die Grenzen des Modells besitzen nicht nur Bedeutung hinsichtlich der Anwendungs- und Aussagegrenzen, sondern auch im ursprünglichen Sinne der Abgrenzung des Modells. Es

sollte also sehr bewusst behandelt werden, was sich auf der einen und was sich auf der anderen Seite des "Modellrandes" befindet. Bild 2.196 demonstriert diese Problematik.



Die aufgabenorientierte Abbildung des Systems erfordert Festlegungen zu:

Bild 2.196 Systemdefinition im Rahmen der Modellfindung

Mit der "stillschweigenden Selbstverständlichkeit" oder der definierenden Festlegung von Randbedingungen und Anfangswerten für die Modellgrenze sowie der "bequemen Unterstellung" oder der expliziten Formulierung von Annahmen im Modellinnern werden unbewusst oder bewusst, gewollt oder ungewollt Wirkungen in der Außenwelt vorausgesetzt oder erzeugt, berücksichtigt oder übersehen.

Wir wollen hier zur Illustration lediglich einige Beispiele aus dem Bereich der Mechanik aufzählen, um damit den Blick auf die Tragweite und Ernsthaftigkeit derartiger Modellierungsfragen zu schärfen.

Die Anfangswerte eines mechanischen Modellsystems - also die Belegung der Zustandsgrößen, wie Wege und Geschwindigkeiten aber auch Kräfte und Momente - zum Startzeitpunkt der Simulation enthalten gegebenenfalls erhebliche Voraussetzungen, welche zumindest bewusst sein sollten. Selbst wenn alle diese Größen "Null" sind, setzt dies die Existenz eines entsprechenden Gleichgewichtszustandes voraus. Vielfach wird der statisch (z.B. unter Eigengewichten) "eingefederte" Zustand als Ausgangszustand für die dynamischen Untersuchungen "abgenullt", was für nichtlineare Systeme eine iterative Bestimmung bzw. eine sogenannte "Vorsimulation" erforderlich macht. Eine derartige Vorsimulation zur Gewinnung eines zulässigen Anfangszustandes ist zwingend, wenn die eigentlich interessierende Simulation "mitten" in einem Bewegungszustand des Systems starten soll. Noch problematischer wird es, wenn sich im interessierenden Systemverhalten Einflüsse aus sogenannten "gedächtnisbehafteten" Materialeigenschaften auswirken, wie es beispielsweise bei viskoelastischen, rheologischen oder piezokeramischen Werkstoffen der Fall ist. Unter solchen Umständen muss bei der Beschreibung des Anfangszustandes die "Vorgeschichte" berücksichtigt werden.

Die *Einspannung* markiert ganz augenscheinlich eine Modellgrenze. Der starren Einspannung der Mechanik entsprechen der (druck)freie Abfluss in der Hydraulik und die "Erde" in der Elektrik. So bequem und hinreichend die mechanisch starre Einspannung in vielen Fällen auch sein mag, sie ist zugleich auch die extreme Idealisierung. Dabei werden nicht nur die Bewegungsgrößen am Modellrand unabhängig von jeglichen Zuständen im Modellinneren zu Null gesetzt, sondern eben dadurch auch Annahmen zum unbegrenzten Lastaufnahmevermögen hinsichtlich Größe, Reaktionszeit und Rückwirkungsfreiheit getroffen.

Die *äußeren Lasten* sind im Modell - ob konstant, zeit- oder zustandsabhängig - schnell "notiert", sie sollten jedoch sehr sorgfältig hinsichtlich ihrer Wirkungsbedingungen geprüft werden. Mit verallgemeinerten äußeren Lasten können sowohl die antreibenden Kräfte oder Momente (also die Energiequellen) als auch die Arbeits- bzw. Nutzlasten (also die Energiesenken) beschrieben werden. Erfolgt die Formulierung der Lastverläufe über Kennlinien oder Funktionsausdrücke, so wird bezüglich des technischen Systems eine absolute Rückwirkungsfreiheit vorausgesetzt, was unter Umständen nicht selbstverständlich gegeben ist. Jedes Antriebsmoment besitzt ein entgegengesetzt wirkendes Abstützmoment! Auch hier ist anhand der Aufgabenstellung und der Systemeigenschaften zu entscheiden, ob beispielsweise die Abbildung einer motorischen Antriebsfunktion als vorgegebener Drehzahlverlauf, als Moment-Drehzahl-Kennlinie bzw. als Motormodell mit starrer oder eventuell elastischer Aufhängung erforderlich ist.



Bild 2.197 Vorgehen zur Modellfindung und Zuordnung der Modellaspekte

Die *"inneren" Energien* werden in der bewussten Modellbehandlung oft sträflich vernachlässigt und das nicht selten mit gravierenden Folgen für die Aussagefähigkeit der Simulationsergebnisse. Die vorangehend angesprochenen expliziten Antriebsfunktionen liefern - sofern keine die Energiequelle beschreibenden Motormodelle benutzt werden - bereits Beispiele für im Modell vorausgesetzte, jedoch nicht vollständig modellierte energetische Wirkungen "von außen". Ernsthafter sind gegebenenfalls unbewusst bleibende Annahmen, die die Wirkung "innerer" Antriebsfunktionen voraussetzen. Stellen wir uns beispielsweise eine Masse vor, die mit einem bestimmten Radius um eine Achse rotiert. Wenn wir nun den Radius - z.B. über eine Funktion - verringern, dann wird sich einerseits (nach dem Impulserhaltungssatz) die Drehzahl erhöhen, andererseits ist dafür aber auch eine Stellkraft erforderlich! Gern werden bei der Modellierung auch Mechanismen der "inneren" Energiesteuerung übersehen, was besonders bei selbsterregungsfähigen Systemen fatale Konsequenzen haben kann.

Anwendung des Modellbegriffs auf die Produktionstechnik

Bild 2.197 veranschaulicht Aspekte und Dimensionen bei der Anwendung des Modellbegriffs auf die Sachverhalte der Produktionstechnik.

2.2.3.2 Kinematische Modelle

Kinematische Modelle beschreiben den Zusammenhang von Antriebskoordinaten beziehungsweise -bewegungen und den Koordinaten bzw. Bewegungen am Endeffektor (zumeist der TCP), Bild 2.198.



Einfachstes Kinematisches Modell: $x = \frac{h}{2\pi}\phi$ (q = ϕ , Kugelgewindetrieb)

Bild 2.198 Veranschaulichung des Kinematischen Modells



Bild 2.199 Kinematische Modelle

Kinematische Modelle haben insbesondere für alle Bewegungssysteme Bedeutung, die nicht (wie konventionelle WZM) über ein mechanisch eingeprägtes orthogonales Koordinatensystem (Geradführungen) verfügen, wie Gelenkroboter oder Parallelkinematiken, Bild 2.199.

Bild 2.200 zeigt typische Anwendungen des Kinematischen Modells, von denen die Rückwärts-

transformation für die Parallelkinematiken die größte Bedeutung hat, werden sie doch mit dieser Transformation gesteuert. Die Rückwärtstransformation ist bei den Parallelkinematiken linear und somit analytisch lösbar.



Bild 2.200 Anwendungsformen des Kinematischen Modells am Beispiel des Hexapods,[16] Es gelten nach Bild 2.200 die Beziehungen

$$G_{O_p} + G_{h_i} + G_{l_i} + G_{S_i} = 0$$

$$I_i = |G_{l_i}| = |G_{O_p} + (G_{R_p} * P_{h_i})|$$

Das kinematische Modell wird nicht nur zur Ableitung der Antriebsgrößen aus der Sollbahnvorgabe benutzt, es spielt auch beim Entwurf der Bewegungssysteme eine wichtige Rolle. Die Anwendungen erstrecken sich von der Synthese und Analyse des Bewegungsraumes, über die Erreichbarkeits- und Kollisionsprüfung, bis zur Bahnplanung und –programmierung.

Über die Aufnahme von Fehlerparametern in das sogenannte erweiterte kinematische Modell, Bild 2.201, und die Bestimmung der geometrischen Parameter des Modells im Rahmen einer geeigneten Kalibrierung (Abschnitt 2.2.2.1.6) kann die Bewegungsgenauigkeit erheblich gesteigert werden.



Bild 2.201 Erweiterung des Kinematischen Modells am Beispiel des Hexapods (nach [16])

2.2.3.3 Belastungsmodelle

Verformungen aus der Wirkung statischer, thermischer und dynamischer Einflüsse werden durch die in Bild 2.202 gezeigten und nachfolgend beschriebenen spezifischen Belastungen hervorgerufen.





2.2.3.3.1 Statische Lastbeschreibung

Modellseitig können statische Lasten als Punktlast konzentriert, als Streckenlast auf einer Linie oder als Flächenlast auf einer Fläche verteilt, eingeleitet werden Bild 2.203 *oben*. Ursächlich kann man die, relativ zwischen WZ und WSt wirkenden, Prozesslasten von den absolut wirkenden Eigengewichten unterscheiden. Ebenfalls statischen Charakter und relative Wirkung haben die sogenannten thermischen Ersatzlasten sowie die Spannkräfte, Bild 2.203, *unten*.





Die Auswirkungen der unterschiedlichen *Krafteinleitungsarten und Randbedingungen* auf den Charakter der Verformungen sind gravierend. Bild 2.204, *links* demonstriert am Beispiel eines beidseitig gelenkig gelagerten Balkens, dass sich bei der Beschreibung des Eigengewichts als Punktlast in der Mitte wesentlich größere Verformungen ergeben als für den realistischeren Fall, der Verteilung als Streckenlast. Beim Eigengewicht ist es naheliegend, dass man aufgrund der Masseverteilung besser eine Strecken- bzw. Flächenlast wählt.

Besonders gefährlich ist die Punktlast beim Finite-Element-Modell. Da sie nur in einem Knoten angreift, verursacht sie irreale örtliche Verformungen, Bild 2.204, *Mitte*. Die Punktlast sollte nur in Verbindung mit konzentrierten, stab- oder balkenförmigen elastischen Elementen angewendet werden, da die Abstraktion der Belastung und der elastischen Struktur dann ein Niveau haben.

Analoges gilt für die Randbedingungen, definieren sie doch letzten Endes Kräfte bzw. Momente zur Fesselung des Systems, Bild 2.204, *rechts.*

Die Notwendigkeit zur Verteilung bei FE-Modellen gilt nicht nur für Lasteinleitung und Randbedingungen sondern auch für Koppelbedingungen, sind sie doch nichts anderes als die *Einleitung von Koppelkräften bzw. –momenten* in die zu koppelnden Bauteile. Schnell ist für die elastische Bauteilkopplung ein konzentriertes Federelement ins Modell eingefügt, ohne dass man sich der Konsequenzen bewusst wird.



Bild 2.204 Einfluss der Last- und Randbedingungen auf die statische Strukturverformung

In Bild 2.205 ist, mit der Kopplung des Führungswagens einer Profilschienenführung an die Profilschiene über den elastischen Wälzkontakt, ein praktisches Beispiel gezeigt. Links im Bild ist die Kopplung mit einer den Wälzkontakt ersetzenden Feder ausgeführt und es tritt die unrealistische lokale Deformation in Form einer Delle auf. Rechts im Bild ist die Koppelsteifigkeit längs des Wälzkontaktes aufgeteilt und der Kontaktbereich durch zusätzliche Elemente versteift. Verglichen mit der gemessenen Nachgiebigkeit weist die Kopplung mit einem konzentriertem Federelement eine relative Abweichung von 101% während die Verteilung der Koppelsteifigkeit weniger als 5% Abweichung zeigt.



Bild 2.205 Elastische Ankopplung eines Führungswagens an die Schiene mittels Wälzkontakt-ersetzenden konzentrierten Federn (nach [17])

Die Wirkung der Eigengewichte auf die statisch bedingten Verformungen ist besonders für die *positionsabhängigen Gewichte der bewegten Baugruppen* von großer Bedeutung. Während sich die stellungsabhängigen Kräfte für die konventionellen Werkzeugmaschinen mit

kartesischen Vorschubachsen einfach angeben lassen, ist dies für Roboter- und Parallelkinematiken in der Regel aufwändiger. Im Folgenden soll das Vorgehen am Beispiel eines Hexapoden demonstriert werden[18]. Der Hexapod ist eine Parallelkinematik mit sechs längenveränderlichen Stabachsen, Bild 2.206.



Bild 2.206 Hexapod

Die innere Kräfteverteilung aufgrund des Eigengewichts von bewegter Plattform und Stabachsen ist poseabhängig (Pose = Position + Orientierung). Die Pose der Bauteile ist für die jeweils aktuelle Soll-Lage des TCP's

$(x, y, z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z)$

mit dem kinematischen Modell (vgl. Abschnitt 2.1.3.2) berechenbar. Die Masse und Schwerpunktlage der Bauteile kann über ihre CAD-Geometrie bestimmt werden. Zur Berechnung der inneren Kräfte und Momente wird die Struktur in geeignete Teile zer-

schnitten und an jedem Schnittufer die entsprechend entgegengerichteten Kräfte und Momente angetragen. So werden die Stabachsen am Schulter (S)- und Handgelenk (H) aus der Struktur geschnitten und zusätzlich an der Mutter getrennt. Es entstehen dadurch 12 Teilsysteme aus den 6 Stabachsen (Bild 2.207) und ein Teilsystem mit der Bewegungsplattform (Bild 2.208). Damit beträgt die Anzahl der unbekannten Schnittreaktionen 14 pro Stabachse; es liegen somit insgesamt 84 Unbekannte vor. Für die Lösung existieren mit den Kräfte- und Momentengleichgewichten an den 13 Teilsystemen 78 Gleichungen (6 Gleichungen pro Teilsystem). Die restlichen 6 erforderlichen ergeben sich aus den Rückdrehmomenten an den Kugelgewindetrieb-Muttern, da die Rückdrehung bei dieser Bauweise nicht durch eine zusätzliche Geradführung unterbunden wird. Durch eine Lösungsoptimierung kann die Lösung echtzeitfähig auf der Steuerung implementiert und für die Bewegungsfehler-Korrektur verwendet werden, Bild 2.209.



Bild 2.207 Räumliches Kräfte- und Momentengleichgewicht an den Stabachsen (nach [16])



Bild 2.208 Räumliches Kräfte- und Momentengleichgewicht an der Bewegungsplattform (nach [16])

rafik	Werte					
	Stab	1 Stab 2	Stab 3	Stab 4	Stab 5	Stab 6
Achssollwert	[mm] -455.4	6 314.584	70.706	66.550	-72.928	-330.064
Achslänge	[mm] -454.6	313.935	71.561	66.198	-72.747	-331.096
Gelenkabstand	[mm] 1545.3	38 2313.93	5 2071.561	2066.198	1927.253	1668.904
Rückdrehweg	[mm] 0.832	-0.642	0.929	-0.274	0.243	-0.962
Rückdrehwink	el [*] -14.97	.11.547	-16.729	-4.930	-4.365	-17.314
HG-Winkel um	×[*] 6.484	-1.734	9.163	-8.943	-5.716	-0.365
HG-Winkel um	Y [*] -5.051	-16.332	-17.149	-4.009	-7.655	-12.004
SG-Winkel um	×[*] 15.104	-14.093	-3.105	-4.209	-7.481	2.001
SG-Winkel um	Y [*] -1.727	-6.525	-14.493	12.773	9.728	-10.167
	E00 C	220.2	272.4	275.0	102.7	270.2
HG-Kra	t [N] 586.6	220.3	3/3.4	3/5.9	192.7	370.2
HG-Moment	[Nm] 2.4	U.Z	1.6	1.5	0.8	1.6
Mutter-Krai	t [N] 740.2	53.3	476.0	476.9	247.3	487.4
futter-Biegemoment	[Nm] 66.6	126.2	110.7	112.4	121.2	106.8
SG-Kra	t [N] 1179.9	411.8	868.3	867.4	645.9	895.3
SG-Moment	[Nm] 4.2	14.4	10.4	10.6	12.1	8.9
		21.6	27.2	22.1	29.2	29.5
SG-Verschiebung	[µm] 50.1	21.0	21.3	33.1	23.2	20.0
SG-Verdrehung [µ	n/m] 100.7	76.5	76.5	103.9	103.9	100.7

Bild 2.209 Bedienoberfläche der Hexapod-Steuerung mit Visualisierung der aus den verlagerten Eigengewichten resultierenden Kräfte und Momente (nach [16])

Für die *Prozesslastbeschreibung der Zerspanung* existieren verschiedene Modelle. In Tabelle 2.9 und Bild 2.210 sind die gebräuchlichsten Ansätze angegeben.

	Autor	Ansatz Formulierung
1	Taylor [19] Kienzle [20]	$F = b * kc_{1.1} * h^{1-m}$
2	Fischer [21] Weck [22]	$F = b * kc * h = k_s * A$
3	Faasen [23]	$F = b * k_t * h^x + b * k_{te}$
4	Friedrich [24]	$F = b * k_t * h + b * k_{te}$
	Campomanes [25]	

Tabelle 2.9 Ansätze zur Schnittkraftbeschreibung nach [14]



Bild 2.210 Schnittkraftbeschreibungen verschiedener Autoren (nach [14])

Die Schnittkraftmodelle unterscheiden im Wesentlichen für ganz kleine und ganz große Spanungsdicken h. Für typische mittlere Spanungsdicken sind die Ergebnisse der verschiedenen Kraftansätze vernachlässigbar unterschiedlich. In diesem Bereich ist die Entscheidung für eines der Modelle oft nicht von der Ver-

laufsqualität, sondern von der Verfügbarkeit der werkstoff- und zerspanungsgeometrieabhängigen Kennwerte abhängig.

Für den Ansatz nach Kienzle liegen die umfangreichsten Kennwertsammlungen vor, weshalb er in der Literatur und in der Praxis am häufigsten verwendet wird. Nach Kienzle ergibt sich die Schnittkraft zu

$$F_c = b * kc_{1,1} * h^{1-m} * K (2.69)$$

In Gleichung (2.69) bedeuten:

- *b* Spanungsbreite [*mm*],
- h Spanungsdicke [mm],
- $k_{c1,1}$ spezifische Schnittkraft $[N/mm^2]$ und
- *m* Spanungsdickenexponent [-]

Nach [26] folgt der Korrekturfaktor K als

$$K = K_V * K_{\gamma} * K_{WS} * K_{WV} * K_{ks} * K_f$$
(2.70)

mit den Teilfaktoren nach Bild 2.212. In Bild 2.211 sind Richtwerte für $k_{c1,1}$ und m angegeben.

Dabei ist $k_{c1,1}$ die spezifische Schnittkraft für $1mm^2$ Spanungsquerschnitt.

Werkstoff	<i>k</i> _{c1·1}	m	kc ▲	
S 2335 JR	1780	0,17	$k_c = \frac{k_{onst.}}{h^2}$	
E295	1990	0,26		
E335	2110	0,17	Kc1.1	
E360	2260	0,30		
C15	1820	0,22	Gültigkeitsbereich	
C35	1860	0,20		
C45	2220	0,14	h=1mm	
C60	2130	0,18		
16 Mn Cr 5	2100	0,26		
25 Cr Mo 4	2070	0,25		
GE 240	1600	0,17		
EN-GJL-200	1020	0,25	Tabellenwerte gelten für	
Messing	780	0,18	$h = 0.05 \dots 2.5 \text{ mm}$	
Gussbronze	1780	0,17	$\varepsilon_{\rm s} \approx 4$	

Bild 2.211 Spezifische Schnittkraft und Spanungsdickenexponent (nach [26])

Schnittgeschwindigkeits- Korrekturfaktor K_v für $v_c = 20600 \frac{m}{min}$	$K_{v} = \frac{2,023}{v_{c}^{0,153}}$ $K_{v} = \frac{1,380}{v_{c}^{0,07}}$ $K_{v} = 1$	für $v_c < 100 \frac{m}{min}$ für $v_c > 100 \frac{m}{min}$ für $v_c = 100 \frac{m}{min}$ $v_c = 100 \frac{m}{min}$
Spanwinkel- Korrekturfaktor <i>K</i> _y	$K_{\gamma} = 1,09 - 0$ für langspan (z.B. Stahl) $K_{\gamma} = 1,03 - 0$ für kurzspan (z.B. Gussei	0,015 γ_0° nende Werkstoffe 0,015 γ_0° nende Werkstoffe $\gamma_0 = \delta^{\circ}$ bei Stahl $\gamma_0 = 2^{\circ}$ bei Gusseisen
Schneidstoff- Korrekturfaktor K _{ws}	K _{ws} = 1,05 K _{ws} = 1 K _{ws} = 0,9	für Schnellarbeitsstahl für Hartmetall 0,95 für Schneidkeramik
Werkzeugverschleiß- Korrekturfaktor K _{wv}	$K_{wv} = 1,3$ für Drehen, $K_{wv} = 1,25$ für Bohren u $K_{wv} = 1$ bei s	1,5 Hobeln und Räumen 1,4 und Fräsen scharfer Schneide
Kühlschmierungs- Korrekturfaktor K _{ks}	$K_{ks} = 1$ $K_{ks} = 0,85$ $K_{ks} = 0,9$	für trockene Zerspanung für nicht wassermischbare Kühlschmierstoffe für Kühlschmier-Emulsionen
Werkstückform- Korrekturfaktor K _f	K _f = 1 K _f =1,1 K _f = 1,2	für konvexe Bearbeitungsflächen (<i>Beispiel</i> : Außendrehen) für ebene Bearbeitungsflächen (<i>Beispiel</i> : Hobeln, Räumen) für konkave Bearbeitungsflächen (<i>Beispiel</i> : Innendrehen, Bohren, Fräsen)

Bild 2.212 Spezielle Korrekturfaktoren für die Schnittkraftberechnung nach [26]

2.2.3.3.2 Thermische Lastbeschreibung

Die auf die Werkzeugmaschinen wirkenden Wärmequellen können in äußere, innere und prozessbedingte Wärmequellen unterschieden werden, Bild 2.213.



Bild 2.213 Wärmequellen in und um Werkzeugmaschinen und ihre Beschreibungsgrößen

Die Energieanteile irreversibler Vorgänge werden vollständig in Wärme umgesetzt (Erster Hauptsatz der Thermodynamik). Damit ist der Wärmestrom gleich der Verlustleistung. In Bild 2.213 sind Beispiele für die an Werkzeugmaschinen auftretenden Verlustleistungen und ihre Beschreibungsmöglichkeiten angegeben. Konkrete Parametrierungshinweise für die Beziehungen findet man z.B. in [10].

Der Wirkungsgrad η von *Zahnradgetrieben* hängt von der Stufenzahl und der Übersetzung *i* ab. Für die angeführten Getriebestufen kann der Wirkungsgrad η wie folgt angenommen werden:

Getriebestufe

 Stirnrad, gerad- und schrägverzahnt 	$\eta \approx 0,98$
Kegelrad	$\eta pprox 0,98$
Spiral-Kegelrad	$\eta pprox 0,98$
Kegelradgetriebe	
• (je Stufe i = 3 10)	$\eta pprox 0,98$
• 2 stufig (i = 10 60)	$\eta pprox 0,96$
• 3 stufig (i = 60 300)	$\eta pprox 0,94$
• 4 stufig (i = 300 1000)	$\eta pprox 0,92$
Stirnkegelradgetriebe, versch. Übersetzungen $i = 5 \dots 170$	$\eta pprox 0,98$
Planetengetriebe einstufig	$\eta pprox 0,985$
Planetengetriebe mehrstufig	$\eta pprox 0,97$
Schneckengetriebe, versch. Übersetzungen $i=5 \dots 170$	$\eta pprox 0,89 \dots 0,49$



Bild 2.214 Thermische Lastbeschreibungen für den Wärmestrom aus der Verlustleistung

Für den Wirkungsgrad von Hüll- und Reibradtrieben finden sich folgende Werte.

Flachriemen Chromleder	$\eta pprox 0,96$
Flachriemen Elastomer-Laufschicht	$\eta pprox 0,98$
Keilriemen, einfach	$\eta pprox 0,95$
Keilriemen, mehrfach	$\eta pprox 0,9 \dots 0,94$
Keilrippenriemen	$\eta \approx 0,96$
Zahnriemen	$\eta pprox 0,96 \dots 0,98$
Kettengetriebe	$\eta pprox 0,97 \dots 0,98$
Kettenwandler (PIV-Getriebe)	$\eta pprox 0,93 \dots 0,96$
Reibradgetriebe	$\eta pprox 0,70 \dots 0,90$
Stufenloses Getriebe	$\eta pprox 0,90$

Für alle genannten Getriebe gilt im Mittel ein Teillastwirkungsgrad von $\eta_L = 1 - 0.6e^{-6f_L}$ mit dem Lastfaktor $f_L = P_{eff}/P_N$.

Den Wirkungsgrad unter Teillast erhält man dann aus

 $\eta = \eta_N * \eta_L.$

Für *Wälzlager* geben die Hersteller Formeln zur Reibmomentberechung nach Palmgren an. Nach [27] gilt:

$$\begin{split} M_R &= M_0 + M_1, \\ M_0 &= 4501 * f_0 * d_m^3 * (\nu * \omega)^{2/3} & \text{für} \quad \nu * \omega \geq 2 * 10^{-4} \, m^2/s^2, \\ M_0 &= 16 * f_0 * d_m^3 & \text{für} \quad \nu * \omega < 2 * 10^{-4} \, m^2/s^2, \end{split}$$

 $M_1 = f_1 * F * d_m.$

Dabei sind für die Größen in den Gleichungen für M_0 und M_1 folgende Dimensionen zu beachten:

- d_m [m] (Teilkreisdurchmesser)
- ν [m^2/s]
- ω [1/s]

Die von der Lagerart und den Schmierungsverhältnissen abhängigen Beiwerte sind in Tabelle 2.10 zusammengestellt.

	Beiw		
Lagerart	Fettschmierung	Ölschmierung *)	Beiwert f_1
Rillenkugellager	1	2	0,00022
Schrägkugellager einreihig	2	3,3	0,00046
Schrägkugellager zweireihig	4	6,5	0,00046
Vierpunktlager	6	6	0,00046
Pendelrollenlager	6	6	0,00060
Kegelrollenlager	6	6	0,00040
Zylinderrollenlager mit Käfig	0,8	3	0,00030
Zylinderrollenlager vollrollig	5	5	0,00055
Nadellager	12	12	0,00200
Axial-Rillenkugellager	5,5	1,5	0,00037
Axial-Zylinderrollenlager	9	3,5	0,00150
Axial-Nadellager	14	5	0,00150

*) Die Werte gelten für Ölbadschmierung; für Öl-Luft-Schmierung sind 50 %, für Ölbadschmierung

- bei senkrechter Welle und Öleinspritzschmierung sind 200 % der Werte anzusetzen
- Der Beiwert f₀ gilt für Lagerbelastungen bei 10 % der dynamischen Tragzahl.
- Für eine genauere Berechnung des Reibmomentes siehe [28].

Tabelle 2.10Beiwerte für die Faktoren f_0 und f_1

Für *Profilschienenführungen* mit abgedichteten Standardwagen mit Kugel- oder Rollenführung (die Dichtungsreibung beträgt ca. 50 %) gilt bei Vorspannungen von

$$F_v/C = 0.02 \dots 0.13$$
 nach [10]:

$$F_R = b * 10^3 * [0,46 + 0,66 * (F_v/C)^{2,5} + (0,46 + 5,2 * (F_v/C) * v)]$$

mit

- Reibkraft F_R in [N],
- Nennbreite der Führungsschiene b in [m],
- Geschwindigkeit v in [m/s].

Für Kugelgewindetriebe gilt abhängig von Kontaktverhältnissen und Vorspannung nach [10]:

• Kugelgewindemutter, Kugel im 4-Punkt-Kontakt, Einsatz radial vorgespannt

$$M_R = 4,52 * 10^5 d^{1,44} * d^{1,33}_{WK} * i * (F_v/C)$$
 bei $F_v/C = 0,02 \dots 0,05$

• Kugelgewindemutter, Kugel im 2-Punkt-Kontakt, Einsatz als vorgespannte Doppelmutter

$$M_R = 1,79 * 10^5 d^{1,44} * d^{1,33}_{WK} * i * (F_v/C)$$
 bei.. $F_v/C = 0,07 \dots 0,1$

• Beidseitige Mutterndichtung

 $M_R \approx 270 d^2$

• Zweireihiges Axial-Schrägkugellager, Festlager der Kugelgewindespindel-Lagerung

$$M_R \approx 80 d^{1,75}$$

- Reibmoment M_R in [Nm],
- Spindeldurchmesser d in [m],
- Kugeldurchmesser d_{WK} in [m],
- Anzahl der Kugelumläufe *i*,
- Vorspannung F_{v} in [N] und
- Dynamische Tragzahl C in [N]

2.2.3.3.3 Dynamische Lastbeschreibung

Die Anregung von Schwingungen an Werkzeugmaschinen kann verschiedene Ursachen haben.

Einmalige Stöße, die über die Aufstellung aus der Umgebung kommen können (z.B. von einer in der Nähe stehenden Schneidpresse) oder die von einer Unstetigkeit in der Härte des bearbeiteten Materials ausgelöst werden (z.B. einem Lunker im Guss) oder die Folge von ruckartigen Bewegungsvorgängen sind (z.B. der lineardirektgetriebenen Vorschubachsen), führen zu abklingenden *freien Schwingungen* in einer Eigenfrequenz.

Die sogenannten *fremderregten Schwingungen* haben ihre Ursachen in der Federkraft-, Stützen- und Unwuchterregung und erfolgen periodisch mit der Erregerfrequenz. In Bild 2.215 sind Beispiele für die wesentlichen Mechanismen der Federkrafterregung (Schnittkräfte, Antriebsschäden und Wälzlagerdefekte) aufgeführt. Die Unwuchterregung hat besonders für die hohen Drehzahlen bei der HSC-Bearbeitung große Bedeutung.

Selbsterregte Schwingungen haben ihre Ursache in der Instabilität des Zerspanungsprozesses oder der Regelkreise der Vorschubantriebe und erfolgen in der Nähe einer Eigenfrequenz.

Periodische Kraftverläufe fremderregter Schwingungen

Die periodischen Kraftverläufe $F_{Err} = F_0 * e^{j\Omega t}$ weisen eine $\Omega = 2\pi * f_{Err}$ aus, die einer Funktion der Drehzahl $f_{Err} = f(n)$ der Antriebsbaugruppe bzw. der Hauptspindel entspricht.

Antriebselemente – Federkraft

Für die Federkrafterregung $F_0 = konst.$ sind in Bild 2.216 typische Fehler in Antriebselementen und die Frequenzen f_{Err} der daraus resultierenden Erregerkräfte zusammengestellt.







Bild 2.216 Federkrafterregung durch Fehler in Antriebselementen

Antriebselemente – Unwucht

Für die Unwuchterregung gilt $F_0 = m_U * r_U * \Omega^2$ und $f_{Err} = n$ (vgl. Abschnitt 2.1.3.3).

Dynamische Prozesskraft – Zerspanung

Für die dynamische Schnittkraft gelten zunächst dieselben Ansätze wie für die statische Prozesskraft (vgl. 2.2.2.4.1), nur mit einem zeitlich veränderlichen Spanungsquerschnitt, Bild 2.217.





Bild 2.217 Schneideneingriff beim Umfangsfräsen nach [14]

Bild 2.218 Transformation der Kräfte beim Umfangsfräsen

Deshalb ist $F_{0t,r} = b * k_{t,r1.1} * [f_z * \sin \varphi(t)]^{1-m} * K$ mit dem Zahnvorschub f_z und dem Vorschubrichtungswinkel φ . Über die Transformation von Bild 2.218 erhält man aus den rotierenden schneidenbezogenen Kräften die Kräfte im festen Maschinen-Koordinatensystem.

$$\begin{cases} F_x \\ F_y \end{cases} = \begin{bmatrix} -\cos\varphi & -\sin\varphi \\ \sin\varphi & -\cos\varphi \end{bmatrix} \begin{cases} F_t \\ F_r \end{cases}$$

Die Kraftverläufe haben die Frequenz $f_{Err} = z * n$ mit der Schneidenanzahl *z*.

In Bild 2.219 sind die Ergebnisse für die Prozesskräfte im Maschinen-Koordinatensystem (x, y, z) für zwei verschieden Arbeitseingriffe $a_e = 2mm$, $a_e = 12mm$ angegeben. Es ist deutlich zu erkennen, dass die "Dynamik" der Prozesskräfte von der Schneidenanzahl und vom Arbeitseingriff bzw. von der Schneidenüberdeckung abhängt.



Bild 2.219 Zeitverläufe und Spektren der Zerspankräfte - für $a_e = 2mm$, $a_e = 12mm$

Bild 2.220 vergleicht die Verwendung eines Fräsers ohne Drall der Schneiden mit den Kraftergebnissen eines Werkzeugs mit Drall. Beim WZ mit Drall ist die Überdeckung der im Eingriff befindlichen Schneiden größer und deshalb der statische Anteil größer bzw. erst vorhanden.



Bild 2.220 Zeitverläufe und Spektren der Zerspankräfte - Fräser ohne und mit Drall für $a_e = 2mm$

2.2.3.4 Verformungsmodelle und -berechnung

Das allgemeine Vorgehen zur Modellfindung (vgl. Abschnitt 2.1.3.1) auf das Problem der statischen Verformungsmodelle und -berechnung angewandt, führt auf die Konkretisierung von Bild 2.221.

Die Untersetzung der Bestandteile und Eigenschaften von Modellen zur Berechnung des statischen Verformungsverhaltens liefert Bild 2.222.

Aufgrund der relativ großen Systeme, die bei der Verformungsanalyse von WZM-Strukturen betrachtet werden müssen, kommen nur numerisch lösbare Modelle mit diskreten Zustandsgössen (Lasten und Verformungen) und konzentrierten bzw. kontinuierlichen Parametern (Steifigkeiten) zur Anwendung, Bild 2.223.

Folglich stehen die Elementarten von Bild 2.224 zur Verfügung.



Bild 2.221 Modellfindung zur Analyse des statischen Verformungsverhaltens



Bild 2.222 Bestandteile und Eigenschaften von Modellen zum statischen Verhalten







Ansatzfunktionen linear, quadratisch, kubisch

Bild 2.224 Elementarten für diskrete Koordinaten

2.2.3.4.1 Modelle mit konzentrierten Elementen

Konzentrierte Steifigkeiten

Ein Modell mit konzentrierten Elementen stellt für eine quasikontinuierliche Struktur den größten Abstraktionsgrad dar. In Bild 2.225 sind für Zug-Druck- und Torsions-Federn Anwendungsfelder, Symbolik und die Last-Verformungs-Beziehung zusammengestellt.



Bild 2.225 Elemente mit konzentrierten Steifigkeiten

Die Element-Matrix für das konzentrierte Steifigkeits-Element erhält man z.B. über die Deformationsmethode, Bild 2.226. Die Deformationsmethode ist eine allgemeine Methode zur Aufstellung von Steifigkeits-Elementmatrizen. Das methodische Vorgehen ist charakterisiert durch die nacheinander folgende Vorgabe von Einheitsdeformationen = 1 in allen Freiheitsgraden beim gleichzeitigen Nullsetzen = 0 aller anderen Freiheitsgrade und der Ermittlung der dafür erforderlichen Kräfte bzw. Momente am Elemente. Die ermittelten Lasten entsprechen den Elementen der Steifigkeits-Elementmatrix.

Das Bild 2.227 stellt einige Modellierungs- und Parametrierungsbeispiele für konzentrierte Federn zusammen.



Bild 2.226 Aufstellung der Element-Steifigkeitsmatrix für konzentrierte Federn mit der Deformationsmethode

Real-Objekt	Modell-Objekt	Steifigkeits-Parameter
Biegefeder EI I X	┷┑╢╢┇	$c_x = \frac{3EI}{I^3}$
Zug-Druck-Stab $ \begin{array}{cccc} F_1 & F_2 \\ \hline X_1 & I \\ \hline X_2 \end{array} $	$\begin{array}{ccc} F_1 & & & F_z \\ & & & & & \\ & & & \\ & & & & \\ & &$	$c_x = \frac{EA}{I}$
Schraubenfeder F_1 X_1 G G K_2 $K_$	$\xrightarrow{F_1} 0 \xrightarrow{C_x} \xrightarrow{F_z} X_2$	$c_x = \frac{d^4G}{8i \cdot D^3 \cdot [1-3/16 \cdot (d/D)^2]}$
Ring F_1 X_1 F_2 X_2	$\xrightarrow{F_1} \xrightarrow{C_x} \xrightarrow{F_z} \xrightarrow{F_z} \xrightarrow{X_1} \xrightarrow{F_1} \xrightarrow{F_2} $	c _x = 54,03 · <u>El</u> D ³
Radial-Lager	F X CX	Katalogwerte
Axial-Lager	F, X W	Katalogwerte
Gerad-Stirnverzahnung	$ \begin{array}{c} F_1 & M_1 & F_1 \\ F_1 & M_2 & F_2 \\ \hline X_1 & C_x & F_2 \\ \hline C_x & F_2 \\ \hline M_2 & M_2 & P_2 \end{array} $	Richtwert: $\overline{c}_z = 2.10^7 \cdot b$ $b [mm]$ $c_x = \overline{c}_z$ $\overline{c}_z [N/m]$

Bild 2.227 Modellierungs- und Parametrierungsbeispiele für konzentrierte Federn -Teil 1

Real-Objekt	Modell-Objekt	Steifigkeits-Parameter
Verschraubter Flansch Z V V V V V V V V V V V V V V V		Experimentelle Werte bzw. Näherungsrechnung für Normal(c _z)-, Schub(c _x ,c _y)-, Kipp(c _{øx} ,c _{øy})- und Torsions(c _{øz})steife
		d [mm] c _x ≈ 24·d c _x [N/µm]
Schraubenfeder F, X, G Fz Xz d Kz	$\frac{F_1}{X_1} \rightarrow 0 \longrightarrow 0 \xrightarrow{C_X} F_z \xrightarrow{F_z} X_z$	$c_x = \frac{d^4G}{8i \cdot D^3 \cdot [1 - 3/16 \cdot (d/D)^2]}$
	$ \xrightarrow{M_1}_{\varphi_1} \xrightarrow{C_{\varphi}}_{\varphi_2} \xrightarrow{M_2}_{\varphi_2} $	Katalogwerte, z.B.: D = 55, I = 36; c _e = 22000Nm/rad
Zahnriemen D ₁ a D ₂ D ₂	$\begin{array}{c} F_{1}, X_{1} \\ \hline D \sqrt{2} \\ \hline M_{1} \varphi_{1} \end{array} \begin{array}{c} C_{x} \\ \hline F_{z}, X_{z} \\ \hline D \sqrt{2} \\ \hline D \sqrt{2} \\ \hline M_{z} \varphi_{z} \end{array}$	Katalogwerte, z.B.: a = 455, b = 32; c _x = 1200N/mm
Torsionsstab M_1 φ_1 Q_2 Q_2	$ \underbrace{ \begin{array}{c} M_1 \\ \hline \\ \varphi_1 \end{array}}^{C_{\varphi}} \underbrace{ \begin{array}{c} M_2 \\ \hline \\ \varphi_2 \end{array}}_{\varphi_2} $	c _¢ = <u>GI⊤</u>

Bild 2.228 Modellierungs- und Parametrierungsbeispiele für konzentrierte Federn -Teil 2

Konzentrierte Trägheiten

In Bild 2.229 sind für Punktmassen und Drehträgheiten Anwendungsfelder, Symbolik und die Last-Verformungs-Beziehung zusammengestellt.



Bild 2.229 Elemente mit konzentrierten Trägheiten

Auf die verschiedenen Möglichkeiten zur Bestimmung ersetzender konzertierter Trägheiten wird im Zusammenhang mit der Diskretisierung (vgl. Abschnitt 2.1.3) eingegangen.

2.2.3.4.2 Modelle mit endlichen Elementen

Das Grundprinzip der Modelle endlicher Elemente besteht darin, dass basierend auf diskreten Freiheitsgraden als lokale Koordinaten in Knotenpunkten am Elementrand die kontinuierlich verteilten Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften im Innern des Elements beschrieben werden. Die Realisierung dieses Prinzip erfolgt über geeignete Verformungsansätze, nach deen Gleichungen in Bild 2.230, und mit der Deformationsmethode, Bild 2.231, oder über Energieäquivalenzen nach Gleichung (2.71) für translatorische Trägheit bzw. nach Gleichung (2.72) für rotatorische Trägheit.





Ableitung der Steifigkeitsmatrix mit Einheitsdeformationen (entsprechend konzentrierte Feder)



Bild 2.231 Elementmatrizen für verteilte Steifigkeit

Elementmatrizen für verteilte translatorische Trägheit werden wie folgt abgeleitet:

Kinetische Energie in diskreter und kontinuierlicher Formulierung:

$$T = \frac{1}{2} \{v\}^{T} [M] \{v\} = \frac{1}{2} \int_{0}^{l} \mu(z) * v(z)^{2} dz$$
$$v = \frac{dx}{dt}, \ x(t) = X * e^{j\omega t}, \ v = j\omega x$$

 $\{X\}$: Elementkoordinaten

$$T = \frac{\omega^2}{2} \{X\}^T [M] \{X\} = \frac{\omega^2}{2} \int_0^l \mu(z) * x(z)^2 dz$$

Konstanter Querschnitt: A, $\mu(z) = \mu = \varrho A$ Verformungsansatz: $x(z) = \{P(z)\}^T \{X\}$

$$\{X\}^{T}[M]\{X\} = \varrho * A \int_{0}^{l} \{P(z)\}^{T}\{X\} * \{P(z)\}^{T}\{X\} dz$$

Es gilt: $\{a\}^{T}\{b\} = \{b\}^{T}\{a\}$ sowie $\{X\}$ unabhängig von zwegen $\{X\}^{T}[M]\{X\} = \{X\}^{T} \ \varrho * A \int_{0}^{l} \{P(z)\}\{P(z)\}^{T} \ dz\{X\}$

folgt mit Gleichung (2.71) die Elementmatrix für verteilte translatorische Trägheit

$$[M]_{tra} = \varrho * A \int_0^l \{P(z)\} \{P(z)\}^T dz$$
 (2.71)

Die Elementmatrizen für die verteilte rotatorische Trägheit (Gleichung ((2.72)) werden analog zu den translatorischen Trägheiten abgeleitet.

Es ist
$$T = \frac{1}{2} \int_0^l \vartheta(z) * (d\varphi(z)/dt)^2 dz$$

mit $\varphi(t) = \phi e^{j\omega t}$, $d\varphi/dt = j\omega \varphi$,

wobei $\{\phi\}$ die Elementkoordinaten enthält.

Konstanter Querschnitt: $A, \quad \vartheta(z) = \vartheta = \Theta/l$ Verformungsansatz: $\varphi(z) = \{Q(z)\}^T \{\phi\}$

Es gilt: $\{\phi\}$ unabhängig von z

$$[M]_{rot} = \Theta/l \int_0^l \{Q(z)\} \{Q(z)\}^T dz$$
(2.72)

Bild 2.232 und Bild 2.233 zeigen, wie die allgemeinen Bestimmungsbeziehungen mit den entsprechenden Verformungsansätzen für die Zug-Druck- und Torsionsstäbe bzw. für die Biegebalken ausgewertet werden.



Bild 2.232 Elementmatrizen für verteilte Trägheit am Stab



Bild 2.233 Elementmatrizen für verteilte Trägheit am Biegebalken

In Bild 2.234 sind die Ergebnisse für die Steifigkeits- und Trägheits-Elementmatrizen für Balken-Elemente mit konstantem Querschnitt zusammengestellt.



Bild 2.234 Steifigkeits- und Trägheits-Elementmatrizen für Balken-Elemente

Die Steifigkeits- und Trägheitsmatrizen gemäß Bild 2.234 für die Fälle Zug/Druck und Torsion folgen demnach als:

Fall Zug/Druck, Torsion:

Steifigkeitsmatrix $S_0 \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ 1 & 1 \end{bmatrix}$ Trägheitsmatrix: $\frac{t_0}{6} \begin{bmatrix} 2 & 1 \\ 1 & 2 \end{bmatrix}$

Fall Biegung:

Steifigkeitsmatrix:

$$S_{0} \begin{bmatrix} 6 & 3l & 6 & 3l \\ 3l & 2al^{2} & -3l & b^{2} \\ -6 & -3l & 6 & -3l \\ 3l & bl^{2} & 3l & 2al^{2} \end{bmatrix}$$
Trägheitsmatrix:

$$t_{0} \begin{bmatrix} 12c & 2el & 9g & d \\ 2el & 4fl^{2} & dl & -hl^{2} \\ 9g & dl & 12c & -2el \\ dl & hl^{2} & 2el & 4fl^{2} \end{bmatrix}$$

(Anmerkung: bei den Matrizenelementen sind die Multiplikationszeichen zwischen den Größen weggelassen)
2.2.3.4.3 Systemaufbau

Die, mit ihren Steifigkeits- und Trägheitseigenschaften beschriebenen, Elemente müssen zu der zu modellierenden Struktur zusammengesetzt werden. In Bild 2.235 sind die Grundlagen dazu schematisch abgebildet. Für die Beschreibung des Systemverhaltens existieren prinzipiell zwei Möglichkeiten, die Übertragungsfunktion $\ddot{\boldsymbol{U}}$, die den Zustand (x_1, F_1) von einem Knotenpunkt (1) an einen anderen (2) "überträgt", und die Systemfunktion \boldsymbol{S} , die eine Art von Zustandsgrößen (x) aus einer anderen (F) für alle Knotenpunkte bestimmt. Wir wenden die Systemfunktion \boldsymbol{S} an, die für das statische Problem zur System-Steifigkeitsmatrix C wird.

Bild 2.236 veranschaulicht schematisch, wie aus Elementen mit lokalen Koordinaten das System mit globalen Koordinaten wird. Die in diesem Prozess zu durchlaufenden Transformationen sind durch die Gleichungen (2.73) und (2.74) wiedergegeben.



Bild 2.237 demonstriert die Element-Verknüpfung an einem einfachen Beispiel.

Bild 2.235 Modellierungsansatz: Schnittverfahren zur Element-System-Behandlung



Bild 2.236 Lokale und globale Koordinaten

Transformation der Elementkoodinaten:

- $\{x\}_r$: Element-Koordinaten des Elementes r
- $\{z\} = \begin{cases} \{x\}_1 \\ \cdots \\ \{x\}_m \end{cases}$: Elementkoordinaten aller Elemente des Systems, $r = 1, \dots, m$
- $\{\overline{x}\}_r$: in Systemkoordinaten gedrehte ([*R*]) und verschobene ([*T*]) Element-Koordinaten des Elementes *r*

$$\{x\}_{r} = [T]_{r}[R]_{r}\{\overline{x}\}_{r}$$
(2.73)

- $[T]_r$: Transformationsmatrix derKoordinatensystem-Vertschiebung am Element r
- $[R]_r$: Transformationsmatrix derKoordinatensystem-Rotation am Element r

$$\{z\} = Diag(T_r R_r)\{\overline{z}\}$$

(2.74)

 $\{\overline{z}\}$: Elementkoordinaten aller Elementendes Systems, in die Systemkoordinaten gedreht und verschoben



Bild 2.237 Verknüpfung von Element- und System-Koordinaten

Die Element-Verknüpfung zur Struktur des Systems ist gleichbedeutend mit dem Aufbau der System-Steifigkeitsmatrix aus den Element-Steifigkeitsmatrizen. Dies gelingt mit der Bilanz der potenziellen Energie für die Summe aller Elemente und des Systems, wie in der Ableitung der Gleichung (2.75) gezeigt ist.

Potentielle Energie des elastischen Gesamtsystems:

 $U = \frac{1}{2} \{x\}^T [C] \{x\}$ [C]: System-Steifigkeitsmatrix

Potentielle Energie des elastischen Elements *r*:

 $U_r = \frac{1}{2} \{x\}_r^T [C]_r \{x\}_r$ $[C]_r$: Element-Steifigkeitsmatrix rEnergiebilanz: $U = \sum_{r=1}^m U_r$

$$x^{T}[C]\{x\} = z^{T}Diag([C]_{r})\{z\}$$

$$x^{T}[C]\{x\} = \{\overline{z}\}^{T}Diag([R]_{r}^{T}[T]_{r}^{T}[C]_{r}[T]_{r}[R]_{r})\{\overline{z}\}$$

$$x^{T}[C]\{x\} = \{x\}^{T}[V]^{T}Diag([R]_{r}^{T}[T]_{r}^{T}[C]_{r}[T]_{r}[R]_{r})[V]\{x\}$$

$$[C] = [V]^{T}Diag([R]_{r}^{T}[T]_{r}^{T}[C]_{r}[R]_{r})[V] \qquad (2.75)$$

Die System-Trägheitsmatrix, Gleichung (2.76), wird in analoger Weise wie die System-Steifigkeitsmatrix wie folgt abgeleitet:

Kinetische Energie des trägen Gesamtsystems:

$$T = \frac{1}{2} \{v\}^T [M] \{v\}$$
 [M]: System-Trägheitsmatrix

Kinetische Energie des trägen Elements r:

$$T_r = \frac{1}{2} \{v\}_r^T [M]_r \{v\}_r$$
 $[M]_r$: Element-Trägheitsmatrix r

Energiebilanz: $T = \sum_{r=1}^{m} T_{r}$ $x^{T}[M]\{x\} = z^{T}Diag([M]_{r})\{z\}$ $x^{T}[M]\{x\} = \{\overline{z}\}^{T}Diag([R]_{r}^{T}[T]_{r}^{T}[M]_{r}[T]_{r}[R]_{r})\{\overline{z}\}$ $x^{T}[M]\{x\} = \{x\}^{T}[V]^{T}Diag([R]_{r}^{T}[T]_{r}^{T}[M]_{r}[T]_{r}[R]_{r})[V]\{x\}$ $[M] = [V]^{T}Diag([R]_{r}^{T}[T]_{r}^{T}[M]_{r}[T]_{r}[R]_{r})[V] \qquad (2.76)$

Mit den Gleichungen (2.75) und (2.76) sind die Bilanz der Potentiellen Energie für die System-Trägheitsmatrix und die Bilanz der kinetischen Energie für die System-Trägheitsmatrix bekannt.

2.2.3.4.4 Diskretisierung

Um mit "endlichen" Elementen eine quasikontinuierliche Struktur zu beschreiben, muss zuvor die Elementeinteilung festgelegt werden, die Struktur muss diskretisiert werden. Dabei gilt die oft angebrachte Regel: "nicht so wie möglich, sondern so wie nötig". Das nötige Maß für die erforderliche Diskretisierung wird von den Last-, Verformungs- und Randbedingungen sowie von diskontinuierlichen Stellen im Eigenschaftsverlauf (z.B. Sprünge in der Geometrie, in den Querschnitts- oder den Werkstoffkennwerten) in der Struktur bestimmt. Darüber hinaus können feinere Unterteilungen notwendig werden, um bestimmte Erscheinungen (z.B. die Eigenschwingungsformen) besser abbilden zu können.





Bild 2.238 stellt noch einmal schematisch die Abstraktionsstufen der Verformungsmodelle und ihre Beschreibungsformen gegenüber.

Netzwerkmodelle

Das Diskretisierungsproblem stellt eines der Grundprobleme allgemeiner Netzwerkmodelle dar. Es geht dabei um die Frage, wie viele und welche verallgemeinerten Modellkoordinaten zur Beschreibung erforderlich sind. Da bei dem zugrunde gelegten Modellierungskonzept die Koordinaten in den potentialgrößentragenden Knoten "festgemacht" sind, ist dies gleichzeitig die Frage nach der Knotenaufteilung. Zumindest große Teile der simulationsrelevanten technischen Systeme sind in ihrer realen Eigenschafts- und Parameterausprägung wenigstens abschnittsweise kontinuierlich. Eine Abbildung mit dem Knoten-Element-Konzept bedeutet daher in der Regel eine erhebliche Abstraktion, zumal die objektklassenabhängige Zuordnung einzelner physikalischer Wirkungen zusätzliche vereinfachende Annahmen enthält. Am einfachsten ist dies im Bereich der Mechanik am Beispiel der Modellobjekte der starren Punktmasse bzw. Drehträgheit (Knoten) und der masselosen bzw. trägheitsfreien Feder (Element) zu sehen. Es sind also für den Entwurf eines diskretisierten Modells eine Reihe von Forderungen aus der physikalisch-verhaltensgerechten Eigenschaftsabbildung zu erwarten. Darüber hinaus bestehen jedoch weitere Ansprüche, die bei der Knoten- bzw. Koordinatenaufteilung zu erfüllen sind. So sind beispielsweise Koordinaten für die im Ergebnis interessierenden Zustandsgrößen oder für die Vorgabe von Randbedingungen zu berücksichtigen.

Modelle endlicher Elemente

Bild 2.239 stellt Gesichtspunkte zur funktionellen und strukturellen Diskretisierung zusammen und liefert Beispiele an Spindelsystemen und Gestellbaugruppen.



Bild 2.239 Gesichtspunkte zur funktionellen und strukturellen Diskretisierung

Allgemeines zur Parametrierung

Die Bestimmung der Parameter erfolgt anhand von Informationen aus dem Originalsystem und ist immer abhängig von der Struktur und der Funktionalität der Objekte des Modells, also der bei der Modellbildung auf das Original angewendeten Abstraktion - insbesondere natürlich abhängig von der vorgenommenen Diskretisierung.

Grundsätzlich kann man auf den folgend erläuterten vier verschiedenen Wegen zu den erforderlichen Modellparametern gelangen, wobei vielfach ein "Mix" aus diesem Angebot praktiziert werden muss.

1. Ablesen

Insbesondere bei einer geräteorientierten Modellierung und Parametrierung kann ein Großteil der Parameter der Zulieferbaugruppen und Komponenten direkt den Katalog- bzw. sonstigen Herstellerangaben entnommen werden. Beispiele dafür liefern Wälzlager, Kupplungen, Getriebe, Elektromotoren oder Hydraulikzylinder.

2. Berechnen

Vorwiegend für Systembestandteile mit linearem Verhalten und einfachen geometrischen Verhältnissen können vor allem die Elastizitäts- und Trägheitsparameter aus den Geometrieund Materialangaben der Konstruktionsunterlagen berechnet werden. Die Trägheiten von Starrkörpern oder die Steifigkeiten von Torsionswellen und Axialspindeln geben hierfür einfache Beispiele.

3. Messen

Viele der signifikant nichtlinearen Parameterabhängigkeiten sind nicht elementar berechenbar. Oft sind diese auch von den exemplarischen Einbauverhältnissen oder den konkreten Betriebs- oder Umgebungsbedingungen abhängig. Liegen in solch einem Fall zudem keine oder nur unzureichend aussagefähige Herstellerangaben vor und ist das reale Objekt für eine Messung verfügbar sowie in ausreichendem Maße zugänglich, dann hilft für die Parameterbeschaffung nur noch das gezielte Experiment weiter.

4. Schätzen

Befinden wir uns in der Entwurfsphase und sind weder Berechnungen möglich noch Herstellerangaben beschaffbar, so werden wir die betreffenden Parameter abschätzen müssen. In aller Regel sollten dies Grenzwertabschätzungen in Verbindung mit einer Einflussanalyse sein. Ein derartiges Vorgehen ist auch sinnvoll, wenn aufgrund zu erwartender Toleranzen oder anderweitig begründeter Streuungen die sichere Reproduzierbarkeit der Parameterwerte oder -abhängigkeiten gefährdet scheint.

Diskretisierung der Steifigkeitseigenschaften

Bei der Balkenmodellierung gibt es im Zusammenhang mit der Diskretisierung einige Probleme. Bild 2.240 demonstriert wesentliche dieser Probleme, die die Verwendung sogenannter Starrelemente erfordern [13]. Starrelemente bewirken eine Knotentransformation.



Bild 2.240 Diskretisierungsprobleme bei Balkenmodellen

Diskretisierung der Trägheitseigenschaften

Die einfachste aber auch die extreme Beschreibung der Trägheitseigenschaften ist die als formal gebildete konzentrierte Trägheit, Bild 2.241. Bei der formalen Diskretisierung wird die Masse durch die Knotenanzahl des Elementes geteilt und diese Teilmasse den Knoten als Punktmasse zugewiesen. Damit können bei grober Diskretisierung (relativ wenig Elemente) erhebliche Fehler auftreten. In Bild 2.242 ist die eigentlich zur Bestimmung der ersetzenden konzentrierten Masse interessierende Frage gestellt.



Bild 2.241 Formale Diskretisierung und Trägheitskonzentration



Bild 2.242 Wieviel (konzentrierte) Masse schwingt "tatsächlich" mit der (diskreten) Koordinate?

Eine objektive Basis für die Beantwortung dieser Frage besteht in der Äquivalenz der kinetischen Energie, wie in Bild 2.243 dargestellt und in Gleichung (2.77) abgeleitet ist.

Grundlage für die Berechnung ersetzender konzentrierter Trägheiten bildet die kinetische Energie





$$\frac{1}{2}m_{k} * v_{k}(t)^{2} = T = \frac{1}{2}\int_{0}^{l}\mu(z) * v(z,t)^{2}dz$$

$$v(z,t) = dx(z,t)/dt , \ x(z,t) = x(z)e^{j\omega t} , \ v(z,t) = j\omega x(z), \ v_{k}(t) = j\omega _{k}$$

$$\frac{1}{2}m_{k} * \omega^{2} * x_{k}^{2} = \frac{1}{2}\omega^{2}\int_{0}^{l}\mu(z) * x(z)^{2}dz$$

$$m_{k} = \int_{0}^{l}\mu(z) * \left(\frac{x(z)}{x_{k}}\right)^{2}dz \qquad (2.77)$$

Mit Bild 2.244 sind Beispiele für die Auswertung des Integrals (Gleichung (2.77)) für konkrete Verformungsverläufe gezeigt.

Wegen $\mu(z) = m/l = const.$ kann Gleichung (2.77) als

$$\frac{m_k}{m} = \frac{1}{l} \int_0^l \left(\frac{x(z)}{x_k}\right)^2 dz \tag{2.78}$$

umgeformt werden.





Es gibt auch einen eher pragmatischen Zugang zum Problem der Bestimmung ersetzender Parameter, z.B. mit der Gleichsetzung der Steifigkeit und Eigenfrequenz, Bild 2.245.



Bild 2.245 Ersetzende Parameter für identische statische Verformung und Eigenfrequenz

Das folgende Beispiel demonstriert die große praktische Bedeutung der Bestimmung ersetzender Parameter, Bild 2.246.



 $\omega_{err1} = \omega_{eig1} = 483,3 \text{ s}^{-1}$, $m_{x1} = 21,41 \text{ kg}$, $m_{Mers} = 9,41 \text{ kg}$, $\omega_{err2} = \omega_{eig2} = 507,5 \text{ s}^{-1}$

Bild 2.246 Beispiel für die Anwendung ersetzender Parameter

Die folgenden zwei Beispiele sollen anhand einer stark vereinfachten Gestell- und einer Spindelstruktur typische Modellierungsprobleme demonstrieren.

Zunächst soll der Einfluss unterschiedlicher Modellierung der winkligen Bauteilkopplung mit zwei ebenen Balken- bzw. Starrelementen und damit 6 Freiheitsgraden dargestellt werden, Bild 2.247. Als Referenz wurde ein Scheibenmodell mit 192 Elementen und 648 Freiheitsgraden verwendet. Berechnet wurden für horizontale Punktlast im Lasteinleitungsknoten die Verformungen (x, y, φ_x) und die ersten vier Eigenfrequenzen berechnet. Die Abweichungen der statischen Verformungen ist unakzeptabel groß. Dabei ist aber zu berücksichtigen, dass das Referenzmodell unter der Punktlast unrealistische lokale Verformungen enthält. Aussagefähiger sind da die Abweichungen der Eigenfrequenzen. Bei einem Verhältnis der Modelldimensionen in der Größenordnung von 1:100 ist eine Abweichung von kleiner 12% bemerkenswert.



Bild 2.247 Diskretisierungseinfluss auf Verformung und Eigenfrequenz beim Balkenmodell einer Gestellstruktur

Bild 2.248 zeigt, dass eine feinere Diskretisierung (die formale Erhöhung der Anzahl der Elemente und Freiheitsgrade) nicht automatisch die Abweichungen der Verhaltensergebnisse reduziert. Zum Beispiel sind die Abweichungen der Eigenfrequenzen des Modells mit fünf Elementen und 30 Freiheitsgraden um fast die Hälfte kleiner als bei dem Modell mit acht Elementen und 36 Freiheitsgraden. Bei dem Beispiel ist die strukturbezogene Lokalisierung der feineren Diskretisierung entscheidend. Generell ist jedoch die Aussage treffend, dass eine feinere Elementaufteilung auch genauere Ergebnisse liefert. Bild 2.249 belegt dies, zeigt aber auch, dass eine Erhöhung der Freiheitsgradanzahl ab einer bestimmten Grenze (im Beispiel größer als 180) nur noch vernachlässigbare Verbesserungen bewirkt.



Bild 2.248 Diskretisierungseinfluss auf Verformung und Eigenfrequenz beim Scheibenmodell einer Gestellstruktur



Bild 2.249 Vergleich des Diskretisierungseinfluss auf die Eigenfrequenz bei Scheibenmodellierung einer Gestellstruktur

Am Beispiel der vereinfachten Spindelstruktur soll der Einfluss der Modellfreiheitsgradanzahl, der Trägheitsmodellierung (konzentriert und verteilt) und der Werkzeugmasse (als schwerer

Messerkopf) gezeigt werden. In Bild 2.250 sind die untersuchten Modellierungsvarianten aufgeführt.



Bild 2.250 Diskretisierungsvarianten bei Balkenmodellierung einer Hauptspindel

Als Referenz wird ein Modell mit verteilter Trägheitsbeschreibung vom Freiheitsgrad 20 verwendet.

Bild 2.251 zeigt zunächst den Diskretisierungseinfluss auf die Eigenfrequenz bei konzentrierter Trägheit. Der grundsätzliche Genauigkeitsgewinn mit steigender Freiheitsgradanzahl wird auch hier bestätigt. Die beiden Modelle mit dem Freiheitsgrad acht zeigen, dass eine modespezifische Trägheitsaufteilung existiert (Masse in Knotennähe der zugeordneten Schwingungsform ist wirkungslos, Masse in Bauchnähe ist von großem Einfluss). Die Ergebnisse verdeutlichen auch, dass der Einfluss der unterschiedlichen Modellierung wesentlich kleiner sein kann, als der Einfluss der Vernachlässigung bzw. Berücksichtigung der Werkzeugmasse.

Bild 2.252 macht deutlich, dass die verteilte Trägheitsbeschreibung gegenüber der konzentrierten bei gleicher Freiheitsgradanzahl deutlich geringere Abweichungen der vergleichbaren Eigenfrequenzen ausweist.



Bild 2.251 Diskretisierungseinfluss auf die Eigenfrequenz bei konzentrierter Trägheit



Bild 2.252 Diskretisierungseinfluss auf die Eigenfrequenz bei verteilter Trägheit

Im Bild 2.253 sind die ersten beiden Eigenfrequenzen über der Anzahl der Freiheitsgrade für die beiden Varianten der Trägheitsbeschreibung dargestellt. Die Darstellung zeigt, dass für

die ersten beiden Eigenfrequenzen eine feinere Diskretisierung mit mehr als zehn (konzentrierte Massen) bzw. sechs (verteilte Trägheit) Freiheitsgraden keinen wesentlichen Genauigkeitsgewinn mehr bringt.



Bild 2.253 Vergleich der Trägheitsmodellierung an der Hauptspindel hinsichtlich der Eigenfrequenz

2.2.3.4.5 Statischer Bereich

Die Grundbeziehung zwischen den statischen Lasten und den Verformungen vermittelt die Steifigkeitsmatrix, Bild 2.254. Die gesuchten Verformungen an einem vollständig gefesselten System erhält man aus der Multiplikation der inversen Steifigkeitsmatrix mit dem Lastvektor.





Bild 2.254 Statischer Last-Verformungs-Zusammenhang

Nicht immer sind alle Verformungen gesucht und alle Lasten gegeben. Es gibt statische Problemstellungen, in denen für einen Teil der Koordinaten die Verzerrungen vorgegeben und die entsprechenden Lasten gesucht sind. In diesem Fall hilft die entsprechend Bild 2.255vorgenommene Sortierung der Gleichungen (und damit der Steifigkeitsmatrix) und der Auflösung nach den unbekannten Verformungen und Lasten in Abhängigkeit von den gegebenen Lasten und Verzerrungen.



Bild 2.255 Verformungen und Reaktionslasten für gegebene Belastungen und Verzerrungen

2.2.3.4.6 Thermischer Bereich

Für die Berechnung des Temperaturfeldes an WZM-Strukturen haben sich im Wesentlichen



WZM-Strukturen haben sich im Wesentlichen das Knotenpunktverfahren und die Finite Elemente Methode etabliert.

Bild 2.256 Modellierung mit dem Knotenpunktverfahren und der FEM

Der Modellierungsunterschied zwischen beiden Verfahren besteht zum Einen in den Konsequenzen des Diskretisierungsnetzes zum Anderen in der Tatsache, dass das Knotenpunktverfahren auf ein Netzwerkmodell mit konzentrieren Parametern führt, während die FEM aus den diskreten Temperatu-

ren in den Knoten die Eigenschaften kontinuierlich über den Elementen approximiert, Bild 2.256.

Knotenpunktverfahren

Wenn man die Differenzialgleichung für den gleichmäßig erwärmten Körper (vgl. Abschnitt 2.1.2.2) als Knotenpunktbeschreibung interpretiert und diese nach der Zeit und nach dem Ort diskretisiert, Bild 2.257, erhält man die Differenzengleichung für die Temperatur über der Zeit. Diese "Herleitung" ist zwar einfach und anschaulich, verschweigt jedoch die Annahmen und Vereinfachungen. Eine exakte Ableitung der Differenzengleichung aus der Fourierschen Differenzialgleichung für das Wärmeleitproblem findet man z.B. in [9].



Räumliche Diskretisierung in Knotenpunkte : i , k"





$$T_{i}(t+\Delta t) = T_{i}(t) + \frac{\Delta t}{C_{i}} \{ P_{i} - \sum_{k} L_{ik} * [T_{i}(t) - T_{k}(t)] \}$$

Zeitliche Diskretisierung: dt => Δt ; dT => ΔT

$$\begin{split} & \mathsf{C}*\Delta\mathsf{T}/\Delta\mathsf{t}+\mathsf{L}*(\mathsf{T}\mathsf{-}\mathsf{T}_{\mathsf{U}})=\mathsf{P}''\\ & \Delta\mathsf{T}=\frac{1}{\mathsf{C}}\left[\;\mathsf{P}-\mathsf{L}*(\mathsf{T}\mathsf{-}\mathsf{T}_{\mathsf{U}})\;\right]*\Delta\mathsf{t}\\ & \mathsf{T}(\mathsf{t}+\Delta\mathsf{t})-\mathsf{T}(\mathsf{t})=\frac{1}{\mathsf{C}}\left\{\;\mathsf{P}-\mathsf{L}*[\mathsf{T}(\mathsf{t})\mathsf{-}\mathsf{T}_{\mathsf{U}}(\mathsf{t})]\;\right\}*\Delta\mathsf{t} \end{split}$$

 $T_{i}(t+\Delta t) = T_{i}(t) - \frac{\Delta t}{\tau_{i}''} [T_{i}(t) - \frac{P_{i} + \sum_{k} L_{ik} * \Gamma_{k}(t)}{\sum_{k} L_{ik}}]$ $\tau_{i} = \frac{C_{i}}{\sum_{k} L_{ik}} : \text{Zeitkonstante für Knotenpunkt i}$ Stabilitätsbedingung für iterative Lösung :

 $\Delta t < \min(\tau_i)''$

Bild 2.257 Differenzengleichung für ein gleichmäßig erwärmtes Körperelement

Die Differenzengleichung ist die Grundlage für die Simulation des instationären thermischen Verhaltens. In [9] werden Fehlereinflüsse, Modellierungsprobleme, Parametrieungshinweise und mehrere Anwendungen des Knotenpunktverfahrens an Werkzeugmaschinen demonstriert. Die Parametrierung der Wärmeleitung in einem diskretisierten Kontinuum ist in Bild 2.258 gezeigt.





Die Diskretisierungsgesichtspunkte gleichen denen der statischen und dynamischen Verhaltensanalyse (vgl. Abschnitt 2.1.2.4.), Bild 2.259.



Erklärung der vier aufgeführten Gesichtspunkte:

- Unterteilung in Einflußgruppen: Funktionell und konstruktiv abgrenzbare Einheiten, wie Gestellbauteile, Vorschubachsen, Fluidkreisläufe,...
- *Raster für Strukturänderungen:* Nachbildung von Bauteilbewegungen erfordert kompatible Rasterung der Bewegungspartner, z.B. Linearführungen
- Forderungen von Belastung und Aussage: Bereiche für die Leistungseinspeisung, Kern-bzw. Oberflächentemperaturen, Temperaturpunkte bzw. Knotenpaare für dier Verformungskörper
- Diskretisierung der Kontinua: Genauigkeitserhöhung durch :
 - Senkung des Diskretisierungsfehlers,
 - Verbesserung der Anpassung von Geometrie und Inhomogenitäten.

Bild 2.259 Diskretisierungsgesichtspunkte thermischer Modelle

Ein besonderes Modellierungsproblem stellt die Abbildung der Wärmequellen und -übertragungsverhältnisse bei den bewegten Baugruppen dar. Bild 2.260 beschreibt den Funktionalismus solcher strukturveränderlichen Modelle.



Bild 2.260 Beschreibung positionsabhängiger Strukturkopplung

Dieser Funktionalismus wird insbesondere für die Abbildung der Vorschubachsen benötigt. Zwischen dem bewegten Bauteil (z.B. Schlitten) und der Bewegungsbasis (z.B. Bett) liegt eine mitbewegte Wärmequelle (z.B. bei elektro-mechanischen Antrieben die verspannte Mutter des Kugelgewindetriebs oder bei Lineardirektantrieben der Motor). Die Länge der Bewegungsbasis L und der Verstellweg s sind der Einfachheit halber ein ganzzahlig Vielfaches der Länge des bewegten Bauteils b. Die Wärmeübertragung zwischen den beiden Bauteilen wird mit dem Leitwert L_L und den Koppelkoeffizienten $K_{1...4}$ je nach Position x beschrieben. Vor bzw. hinter der bewegten Baugruppe existieren Wärmeübertragungen zur Umgebung, die mit der Temperatur T_{U1} bzw. T_{U2} , dem Leitwert L_{U1} bzw. L_{U2} und den Koppelkoeffizienten $K_{1...3}$ positionsabhängig beschrieben werden.

Das folgende Beispiel der thermischen Analyse eines Mehrspindel-Drehautomaten soll die Möglichkeiten des Knotenpunkt-Modells demonstrieren. Bild 2.261 charakterisiert zunächst den 6-Spindel-Drehautomaten als frei konfigurierbares Maschinensystem. Die folgenden vier Darstellungen illustrieren den systematischen Aufbau des Knotenpunkt-Modells über die Teilmodelle der Grundmaschine, Bild 2.262, der konfigurationsabhängigen Baugruppen, Bild 2.263, der Vorschubhydraulik, Bild 2.264 und dem KSS-, Werkstück- und Spänedurchlauf, Bild 2.265.



Bild 2.261 Charakteristik des Mehrspindel-Drehautomaten



Bild 2.262 Knotenpunkt-Modell der Grundmaschine



Konfigurationsabhängige Baugruppen:

- Vorschubachsen (Längs- und Querschlitten)
- Werkzeugantriebe und Zusatzeinrichtungen
- ⇒ Modellierung als Einzelknoten und Knotenketten
- ⇒ Aktivierung über Parameter der Konfigurationsdatei



als konfigurationsabhängige Baugruppen





Bild 2.264 Knotenpunkt-Modell der Vorschubhydraulik





Bevor das Gesamtmodell des 6-Spindel-Drehautomaten simuliert wird, sollten definierte Teilmodelle unter möglichst idealen Last- und Randbedingungen an entsprechenden





Bild 2.266Verifikation des Modells durch exemplarische Messungenexemplarischen Messungen verifiziert werden.

Bild 2.266 zeigt die Ergebnisse einer solchen Verifikation und überzeugt von der hohen Qualität des Knotenpunkt-Modells.

Wenn das Knotenpunkt-Modell des Gesamtsystems derart qualifiziert das Temperaturfeld abbildet, braucht es ein adäquates Verformungsmodell, um aus den Temperaturdifferenzen die thermisch bedingten Verformungen an der Wirkstelle zu berechnen. Bild 2.267 stellt das vereinfachte Verformungsmodell des Mehrspindlers dar, welches aus elementaren Verformungskörpern mit Dehnung, Krümmung und Wölbung besteht und so die Verformung direkt und einfach aus den Temperaturen bestimmbar macht.

Ein Beispiel für die thermische Analyse mit dem Knotenpunkt-Modell des Mehrspindlers zeigt Bild 2.268. Die Darstellung stellt das Verlagerungsverhalten von Quer- und Längsschlitten in der Erwärmungs- und Abkühlphase bei zwei verschiedenen Ölvorlauftemperaturen gegenüber.



Bild 2.267 Vereinfachtes Verformungsmodell für die Grundmaschine



Bild 2.268 Analyse thermisch bedingter Verlagerungen mit dem Knotenpunkt-Modell

Bild 2.269 zeigt am Beispiel der realen (Messung) und virtuellen (Simulation) Fertigung eines konkreten Testwerkstückes die hohe Qualität des Knotenpunkt- und Verformungsmodells. Aufgrund der Echtzeitfähigkeit der Modelle und ihrer relativ leichten Implementierbarkeit auf kommerziellen WZM-Steuerungen, ermöglichen die Modelle eine Korrektur der Werkstückfehler.



0

60

Vergleich der simulierten thermisch bedingten Durchmesserabweichungen

Bild 2.269 Korrektur thermisch bedingter Verlagerungen mit dem Knotenpunkt-Modell

120

180

240 300 t [min]

360

420

480

Finite Elemente Methode

Die Berechnung der thermisch bedingten Verformungen mit der Finite Element Methode erfolgt in zwei Schritten, Bild 2.270. Im ersten Schritt wird das Differentialgleichungssystem (DGL-System) der Wärmeströme nach den Temperaturen gelöst. Im zweiten Schritt werden die elastischen Kräfte mit den thermischen Ersatzkräften gleichgesetzt und nach den Verformungen aufgelöst.

Bei WZM existieren praktisch nur Wirkungen der Temperatur auf die Verformung, aber Keine Rückwirkungen der Verformung auf die Temperatur. Das heißt, man berechnet mit dem Finite-Element Verfahren die thermo-elastische Verformung rückkopplungsfrei in zwei Schritten:

1.Schritt

- Vernetzung mit thermischen FE-Elementen
- Parametrierung der Elemente mit thermischen Werkstoffparametern
- Applizieren thermischer Lasten
- Applizieren von konvektiven Randbedingungen u.a.
- Im Hintergrund wird vom FE folgendes DGL-System aufgestellt:

 $[K_T]\{\dot{T}\} + [L_T]\{T\} = \{\dot{Q}(t)\}\$

darin bedeuten:

- $[K_T]$ Matrix der thermischen Kapazitäten [Watt / K / s]
- $[L_T]$ Matrix der thermischen Leitwerte [Watt/K]

• $\{\dot{Q}(t)\}$ Vektor der thermischen Lasten[*Watt*]

- Dieses DGL-System läßt sich im FE numerisch integrieren, d.h. man simuliert im Zeitbereich und erhält $\{T\} = f(t)$
- Typische Rechenzeit für die Problemstellung des Ständers (ca. 16 000 DoF) ca. 16 Stunden Realzeit mit 5 Stunden Simulationszeit
- Komplexere Strukturen benötigen leicht ein Vielfaches der Rechenzeit, so dass die Rechenzeit die abgebildete Realzeit übersteigt.



geladenes $\{T\}$ Feld berechnete Verformung $\{x\}$

Bild 2.270 Temperatur- und Verformungsberechnung in der Finite Element Methode (FEM)

2.Schritt

- Umstellen der Elemente auf thermo-elastische Elemente
- Im Hintergrund wird vom FE folgendes lineare Gleichungssystem aufgestellt:

$$[[C]][W_{xT}] {x \atop T} = 0 \qquad [C]\{x\} = -[W_{xT}]\{T\}$$

darin bedeuten:

- [C] Systemsteifigkeitsmatrix [N/m]
- $[W_{\chi T}]$ Matrix Wärmekraftwirkung [N/K]
- Aus dem 1.Schritt werden zu ausgewählten Zeitpunkten Temperaturvektoren im FE geladen und es wird ein "Thermischer Ersatzvektor" $-[K_{\chi T}]{T}$ als Last generiert
- Formal wird die Verformung im FE bestimmt mit:

$$\{x\} = -[C]^{-1}[W_{xT}]\{T\}$$

• Das ist eine ganz normale statische Problemstellung

2.2.3.4.7 Frequenzbereich

Im Frequenzbereich lassen sich insbesondere die dynamischen Eigenschaften linearer Systeme darstellen. Weitestgehend sind WZM-Gestellstrukturen als lineare Systeme beschreibbar.

Schwinger mit Freiheitsgrad 1 (SDoF)



Für den Schwinger mit dem Freiheitsgrad 1 (SDoF = Single Degree of Freedom) nach Bild 2.271 werden nachfolgend ausgehend vom Gleichgewicht der Trägheits-, Dämpfungs- $F_F=C*x$ $r \in F_D=k*x$ und Federkräfte mit der Erregungskraft über den komple-xen Verformungsansatz, die Lösungen als Amplituden- und Phasen- bzw. als Real- und Imaginärteilfrequenzgänge dargestellt.

Erzwungene Schwingungen

Die Gleichgewichtsbedingung $F_T + F_D + F_F = F_E = m * \ddot{x} + k * \dot{x} * c * x$ Mit dem harmonischen Ansatz folgt $x(j\Omega) = (R + jl)e^{i\Omega t}, \quad \dot{x}(t) = j\Omega x \quad \ddot{x}(t) = -\Omega^2 x$ $k/m = 2\delta$, $c/m = \omega_0^2$, $D = \delta/\omega_0$, $\eta = \Omega/\omega_0$ $(-\Omega^2 + 2\delta j K\Omega + \omega_0^2)(R + jI) = F_0/m$ $(-\eta^2 + 2Dj\eta + 1)(R + jI) = F_0/c$ $F_0/c = X_{st}$ Trennung in Realteil und Imaginärteil:

Realteil: $(1 - \eta^2)R - 2D\eta I = F_0/c$ Imaginärteil: $2D\eta R + (1 - \eta^2) = 0$

Damit folgen aus den oben stehenden Gleichungen:

$$R = \frac{1 - \eta^2}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2} X_{st} \quad I = \frac{-2D\eta}{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}$$
(2.79)
$$|x| = \frac{X_{st}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \qquad \varphi = \tan^{-1}\frac{1 - \eta^2}{2D\eta}$$
(2.80)



Bild 2.272 Vergrößerungsfunktion für Schwinger nach Bild 2.271

Für die harmonischen Erregungsarten der Federkraft-, Fußpunkt- und Unwuchterregung sind im Bild 2.273 die Vergrößerungsfunktionen dargestellt. Die Vergrößerungsfunktion ist als Verhältnis von Betrag der dynamischen Auslenkung (Amplitude) zur statischen Auslenkung ($\Omega = 0$) $V = |X|/X_{st}$ definiert. Sie wird in Abhängigkeit vom Verhältnis der Erreger- zur Eigenfrequenz $\eta = \Omega/\omega_0$ für unterschiedliche Dämpfungsmaße *D*dargestellt.



Bild 2.273 Erregungsarten und Vergrößerungsfunktionen

Schwinger mit mehreren Freiheitsgraden (MDoF)

Für Schwinger mit mehreren Freiheitsgraden (MDoF = Multi Degree of Freedom) wird die eine DGL des SDoF-Schwingers zum DGL-System der Dimension der Freiheitsgrade. Mit größerem Freiheitsgrad gestaltet sich die Lösung des Systems von Einzelgleichungen unübersichtlich. Mit der Matrizenschreibweise ist eine kompakte Darstellung möglich.

Bild 2.274 demonstriert am Beispiel einer Schwingerkette mit dem Freiheitsgrad 2 den Übergang zur Matrizenschreibweise. Das DGL-System in Matrizenschreibweise ist die allgemeine Beschreibung eines linearen mechanischen Schwingungssystems mit geschwindigkeitsproportionaler (viskoser) Dämpfung. Für den Erregungsvektor $\{f\} = 0$ erhält man das gedämpfte (komplexe) Eigenwertproblem und Ergebnisse für die freien Schwingungen (Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen). Für $\{f\} \neq 0$ sind die Ergebnisse für erzwungene Schwingungen berechenbar (Amplituden- und Phasenfrequenzgänge), Bild 2.274 und Bild 2.275.



Bild 2.274 Beispiel für die Matrizenschreibweise

Das DGL-System in Matrizenschreibweise nach Bild 2.274 hat die Folgende Form:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{pmatrix} \begin{cases} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{cases} + \begin{pmatrix} k_{12} & -k_{12} \\ -k_{12} & k_{20} + k_{12} \end{pmatrix} \begin{cases} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{cases} + \begin{pmatrix} c_{12} & -c_{12} \\ -c_{12} & c_{20} + c_{12} \end{pmatrix} \begin{cases} x_1 \\ x_2 \end{cases} = \begin{cases} F_{E1} \\ 0 \end{cases}$$

bzw. in der Kurzform:

$$[M]{\ddot{x}} + [K]{\dot{x}} + [C]{x} = {f}$$
(2.81)



Bild 2.275 Freie und erzwungene Schwingungen

Eigenfrequenzen und Schwingungsformen

Eigenfrequenzen und Schwingungsformen sind Charakteristika der elastisch-trägen, mechanischen Struktur und unabhängig von einer äußeren Erregung. Für die Berechnung der Eigenfrequenzen und Schwingungsformen sogenannter *freie Schwingungen* kann die Dämpfung oft vernachlässigt werden. Man kommt so vom komplexen zum reellen Eigenwertproblem, Bild 2.276.



Bild 2.276 Formulierung des reellen Eigenwertproblems

Die Lösungen des Eigenwertproblems – Eigenwerte und Eigenvektoren – entsprechen den Eigenfrequenzen und Eigenschwingungsformen. Die Eigenfrequenzen markieren die Frequenzbereiche in deren Nähe die Erregerfrequenz das System in Resonanz bringen kann. Ob die einzelnen Resonanzen zu gefährlichen Amplitudenüberhöhungen führen, hängt von den zugeordneten Schwingungsformen und Dämpfungen sowie von Angriffsort und Richtung der Erregung ab, Bild 2.278.

Bild 2.279 zeigt Eigenschwingungsformen mit den typischen Knoten und Bäuchen am Balken. An einem fremderregten System treten praktisch keine reinen Eigenschwingungs- sondern Betriebsschwingungsformen auf, Bild 2.277 sowie die Gleichungen (2.82) und (2.83).

Eigenschaften von Eigenvektoren und Schwingungsformen sind nachfolgend beschrieben:

- Eigenvektoren sind einfach unbestimmt (bis auf einen unbekannten Faktor),
- Eigenvektorensin beliebig skalierbar,
- Es sind nur Aussagen zu Amplitudenverhältnissen möglich, nicht zu Absolutwerten,
- Der Vergleich verschiedener Schwingungsformen ist nur bei gleichartiger Normierung möglich.

Eigenvektoren können z.B. nach den zwei unten beschriebenen Verfahren normiert werden.

Maximum-Normierung:

$$X_{kl} = Max_{i=1}^{n}(|X_{il}|)$$

$$\overline{X}_{il} = X_{il}/X_{kl} \quad i = 1, ..., n \quad \overline{X}_{kl} = 1$$
Betrags-Normierung:
$$(2.82)$$

$$|X_{l}| = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} X_{il}^{2}}$$

$$\overline{X}_{il} = X_{il} / |X_{l}| \quad i = 1, ..., n$$
(2.83)

Eigenschwingungsformen

Praktisch nur durch die zur jeweiligen

Eigenfrequenz gehörigen Kraftverteilungen

(Eigen-Kraftvektoren) anregbar (Reinerregung)

(2.83)

Betriebsschwingungsformen

Amplitudenverteilung in einer Struktur

unter harmonischer Fremderregung

bei fester Erregerfrequenz (z.B. Resonanz)

Bild 2.277 Eigenvektoren und Schwingungsformen

In Bild 2.280 sind schematisch die Begriffe Struktur, Schwingungsform, Eigen- und Erregerfrequenz, Frequenzgang und Resonanz erklärt und in Zusammenhang gebracht.

Wenn die Erregerfrequenz in der Nähe einer Eigenfrequenz liegt, kann es zur Amplitudenvergrößerung kommen, die im Resonanzfall (Ω≈ω₀ für D«1) ihr Maximum erreicht.



Bild 2.278

Interpretation der Eigenwerte

Ob die Resonanz für das interessierende Verlagerungsverhalten (z.B. am TCP) kritisch ist, ist abhängig von der zugehörigen Schwingungsform und Dämpfung sowie der Erregung (Ort, Richtung, Energie).





Bild 2.279 Charakteristik der Eigenschwingungsformen am Balken





Frequenzgang

Mit der sogenannten Modaltransformation gelingt die Entkopplung des n-dimensionalen DGL-Systems (n - Anzahl der Freiheitsgrade des Modells) in m Einzelgleichungen (m - Anzahl der berücksichtigten Moden). Mit den Ergebnissen des ungedämpften Eigenwertproblems lässt sich nur unter bestimmten Annahmen zum Aufbau der Dämpfungsmatrix das DGL-System entkoppeln.

Die Entkopplung des Differentialgleichungssystems nach Gleichung (2.81) wird nachfolgend abgeleitet. Das vollständige DGL-System mit Erregungs- und Dämpfungskräften lautet

$$[M]{\ddot{x}} + [K]{\dot{x}} + [C]{x} = {f}.$$

Die physikalischen Koordinaten $\{X\}$ können in Modalkoordinaten $\{q\}$ transformiert werden zu : $\{x\} = [X]\{q\}$

mit der Modalmatrix $[X] = [{X}_{1,...,}{X}_m]$, wobei ${X}_l$ für l = 1, ..., m die Matrix der Eigenvektoren bedeutet.

Unter bestimmten Annahmen zum Aufbau der Dämpfungsmatrix [K] erfolgt eine vollständige Entkopplung des DGL-Systems in m Einzelgleichungen:

$$\mu_l * \ddot{q}_l + \kappa_l * \dot{q}_l + \gamma_l * q_l = h_l \tag{2.84}$$

Dabei sind μ_l , κ_l und γ_l die modalen Parameter:

 $Diag(\mu_l) = [X]^T [M] [X]$: modale Trägheit $Diag(\kappa_l) = [X]^T [K] [X]$: modale Dämpfung $Diag(\gamma_l) = [X]^T [C] [X]$: modale Steife und h_l die modalen Erregergrößen: $\{h\} = [X]^T \{f\}$.

Für harmonische Erregung gilt:

 $\{f\} = \{F\}e^{j\Omega t} \text{ und } \{h\} = \{H\}e^{j\Omega t} \text{ mit } \{H\} = [X]^T \{F\}.$ Es gilt zwischen den Modalparametern (analog zum "Einmassenschwinger"): $\kappa_l/\mu_l = 2\delta_{l;} \quad \gamma_l/\mu_l = \omega_l^2; \quad D_l = \delta_l/\omega_l$ mit $\kappa_l = 2D_l * \mu_l * \omega_l = 2D_l * \mu_l/\omega_l$

Für harmonische Erregung werden die Einzelgleichungen mit einem entsprechenden Ansatz nach den komplexen Modalkoordinaten gelöst, wie nachfolgend gezeigt ist.

Die Lösungen re_l und im_l für l = 1, ..., m für die Modalkoordinaten müssen nun in die physikalischen Koordinaten Re_l und Im_l folgendermaßen zurücktransformiert werden:

Für harmonische Erregung $\{h\} = \{H\}e^{j\Omega t}$ und den eingeschwungenen Zustand bei der Erregerfrequenz Ω gilt (Partikuläransatz):

$$q_l(j\Omega) = Q_l e^{j(\Omega t + \varphi_l)} = (re_l + j * im_l)e^{j\Omega t}$$

und entsprechend $\dot{q}_l = j\Omega q_l$ sowie $\ddot{q}_l = -\Omega^2 q_l$. Damit wird aus Gleichung (2.84)

$$(-\Omega^2 \mu_l + j\Omega \kappa_l + \gamma_l)(re_l + j * im_l) = H_l.$$

Nach Division durch μ_l und Verwendung von $\kappa_l/\mu_l = 2\delta_l$; $\gamma_l/\mu_l = \omega_l^2$; $\delta_l/\omega_l = D_l$

Sowie der Abstimmung $\nu_l = \Omega/\omega_l$ und Trennung in Realteil-und Imaginärteil-Beziehungen folgen

$$-\nu_l^2 * re_l - \nu_l * 2D_l * im_l + re_l = H_l / \gamma_l \qquad : \text{Realteil}$$
$$-\nu_l^2 * im_l + \nu_l * 2D_l * re_l + im_l = 0 \qquad : \text{Imaginärteil}$$

Di Auflösung nach re_l und im_l ergibt dann für die modale Koordinate q_l :

$$re_{l} = \frac{1 - v_{l}^{2}}{(1 - v^{2})^{2} + 4v_{l}^{2}D_{l}^{2}} * \frac{H_{l}}{\gamma_{l}}$$

$$im_{l} = \frac{-2v_{l}D_{l}}{(1 - v^{2})^{2} + 4v_{l}^{2}D_{l}^{2}} * \frac{H_{l}}{\gamma_{l}}$$
(2.85)

Die Rücktransformation der Modalkoordinaten $\{q\}$ in die physikalischen Koordinaten $\{x\}$ gestaltet sich anschaulich als Überlagerung von m "Einmassenschwingern", wie in Bild 2.281 gezeigt ist.

Wegen $\{x\} = [X]\{q\}$ für die komplexen Anteile

 ${Re(\Omega)} = [X]{re(\Omega)}$ und ${Im(\Omega)} = [X]{im(\Omega)}$

sowie durch Einsetzen von $[X]^T{F}$ für $\{H\}$ kann die Rücktransformation vorgenommen werden.

Am Beispiel des Realteiles für die Koordinate $i(Re_i(\Omega))$ sei das Vorgehen gezeigt.

Aus $\{Re(\Omega)\} = [X]\{re(\Omega)\}$ folgt $Re_i(\Omega) = \sum_{i=1}^m X_{ii} * re_i(\Omega)$

Aus $\{H\} = [X]^T \{F\}$ folgt $H_l = \sum_{j=1}^n X_{jl} * F_j$;

d.h. für
$$F_j = \begin{cases} F_k & f \ ur & j = k \\ 0 & f \ ur & j = lk \end{cases}$$
 wird $H_l = X_{kl} * F_k$

 $re_{l} = \frac{1 - v_{l}^{2}}{(1 - v^{2})^{2} + 4v_{l}^{2}D_{l}^{2}} * \frac{H_{l}}{\gamma_{l}}$

Mit

ergibt sich

$$Re_{i}(\Omega) = \sum_{l=1}^{m} X_{il} * \frac{1 - \nu_{l}^{2}}{(1 - \nu^{2})^{2} + 4\nu_{l}^{2}D_{l}^{2}} * \frac{X_{kl} * F_{k}}{\gamma_{l}}$$

Entsprechendes Vorgehen für die Imaginärteile und Bezug auf die Erregung liefern dann die komplexe dynamische Nachgiebigkeit zu

$$N_{ik}(\Omega) = Re_i(\Omega)/F_k + j * Im_i(\Omega)/F_k$$
(2.86)

mit

$$Re_{i}(\Omega)/F_{k} = \sum_{l=1}^{m} \frac{X_{kl} * X_{il}}{\gamma_{l}} * \frac{1 - \nu_{l}^{2}}{(1 - \nu^{2})^{2} + 4\nu_{l}^{2}D_{l}^{2}}$$

und

$$Im_{i}(\Omega)/K_{k} = \sum_{l=1}^{m} \frac{X_{kl} * X_{il}}{\gamma_{l}} * \frac{-2\nu_{l}D_{l}}{(1-\nu^{2})^{2} + 4\nu_{l}^{2}D_{l}^{2}}$$

Mit $R(N_{ik}(\Omega)) = Re_{i}(\Omega)/F_{k}$ und $I(N_{ik}(\Omega)) = Im_{i}(\Omega)/F_{k}$ erhält man für
den Betrag: $A(N_{ik}(\Omega)) = \sqrt{R(N_{ik}(\Omega))^{2} + I(N_{ik}(\Omega))^{2}}$
die Phase: $\varphi(N_{ik}(\Omega)) = -\tan^{-1}(R(N_{ik}(\Omega))/I(N_{ik}(\Omega))).$

In Bild 2.282 sind die drei möglichen Darstellungsformen des Frequenzganges – als Realund Imaginärteilfrequenzgang, als Amplituden- und Phasenfrequenzgang oder als Ortskurve – veranschaulicht.



$$Re_{i}(\Omega)/F_{k} = \sum_{l=1}^{m} \frac{X_{kl} * X_{il}}{\gamma_{l}} * \frac{1 - \nu_{l}^{2}}{(1 - \nu^{2})^{2} + 4\nu_{l}^{2}D_{l}^{2}}$$
$$Im_{i}(\Omega)/K_{k} = \sum_{l=1}^{m} \frac{X_{kl} * X_{il}}{\gamma_{l}} * \frac{-2\nu_{l}D_{l}}{(1 - \nu^{2})^{2} + 4\nu_{l}^{2}D_{l}^{2}}$$







In Bild 2.283 werden am Beispiel m = 2 typische Eigenschaften des Nachgiebigkeitsfrequenzganges demonstriert.



Bild 2.283 Eigenschaften des Nachgiebigkeitsfrequenzganges
2.2.3.4.8 Dämpfungsproblem

[M] und [C] können weitestgehend aus den Geometrie- und Materialangaben bestimmt werden. Für die Dämpfungsparameter existieren vergleichbare Elementarzusammenhänge nicht!

Zunächst gibt Bild 2.284 eine Übersicht, wo an Werkzeugmaschinen Dämpfung, d.h. Energiedissipation auftritt.

Von Bild 2.285 bis Bild 2.291 werden schrittweise und systematisch eine Klassifizierung der Dämpfung nach Beschreibungssicht (Modell) aufgebaut und in dem Zusammenhang die dazu nötigen Annahmen und Voraussetzungen offengelegt [13].



Bild 2.284 Klassifizierung der Dämpfung nach Objektsicht

Zuerst geht es um die Entscheidung zwischen linearer und nichtlinearer Dämpfung. Kriterium dafür ist, ob das spezifische Dämpfungsvermögen amplitudenabhängig ist oder nicht, Bild 2.285.



Spezifische Dämpfung (ψ) = Dämpfungsenergie (S) / Potenzielle Energie (U)



Bild 2.285 Spezifische Dämpfung

Da die globale Dämpfung an WZM-Strukturen amplitudenunabhängig ist, verfolgen wir den Pfad der linearen Dämpfung weiter und kommen zu den Annahmen über die Abhängigkeit der Dämpfungskräfte. Da der Ansatz geschwindigkeitsproportionaler Dämpfungskräfte gute Ergebnisse bei der Dämpfungsbeschreibung von WZM-Strukturen aufweist und unter bestimmten Voraussetzungen sich die Ansätze weg- und geschwindigkeitsproportionaler Dämpfung weiter verfolgt, Bild 2.286.



Bild 2.286 Abhängigkeit der Dämpfungskräfte



Bild 2.287 Spezifische Elementdämpfung

Nun steht die Entscheidung zur spezifischen Elementdämpfung an, Bild 2.287. Da haben sich sowohl die modale als auch die lokale Dämpfungsbeschreibung an Werkzeugmaschinen bewährt, wenn auch die praktische Anwendung der "lokalen" Elementdämpfung aufgrund der Annahmen zum Charakter der Schwingungsformen, Bild 2.288, häufig auch zur modalen Dämpfung führt.







Bild 2.289 Entkopplung des DGL-Systems – "Hauptdämpfung"

Die Maßnahmen zur Entkopplung des DGL-Systems auf Basis der Lösungen des ungedämpften Eigenwertproblems führen zuerst auf die sogenannten "Hauptdämpfungen".



Bild 2.290 Entkopplung des DGL-Systems – "Bequemlichkeit"

Diese erhält man, wenn die Modaltransformation auf die Dämpfungskonstantenmatrix angewendet wird und danach alle Nebendiagonalelemente zu Null gesetzt werden, Bild 2.289. Eine zweite Möglichkeit zur Entkopplung besteht in der Entwicklung der Dämpfungskonstantenmatrix als proportional zur Trägheits- und Steifigkeitsmatrix. Man spricht dann von der Rayleigh-Dämpfung bzw. vom sogenannten "Bequemlichkeits"-Ansatz, Bild 2.290.

Wenn man von vornherein modale Dämpfung voraussetzt, dann stellt der Ansatz lokaler Verlustfaktoren einen äußerst praktikablen und effizienten Weg dar, Bild 2.291.



Bild 2.291 Lokaler Verlustfaktor

Der *Rayleigh-Ansatz* ist die gebräuchlichste Dämpfungsbeschreibung. Dabei geht es weniger um die Güte der Beschreibung als um die Beschaffbarkeit der benötigten Parameter, Bild 2.292.

Aufgrund der praktischen Bedeutung, als Kompromiss zwischen lokaler Beschreibung und globaler Wirkung, hat der *Verlustfaktor-Ansatz* großes Potenzial zur Anwendung an WZM-Strukturen. Deshalb ist im Bild 2.293 die ausführliche Ableitung des Ansatzes und ein einfaches Beispiel zur Anwendung gezeigt.



Aufspaltung von [K] in Linearkombinationen von [M] und [C]: [K] = $2\delta_0$ [M] + $2\tau_0$ [C]



Spezifische Dämpfung (Verhältnis von Dämpfungs- zu potenzieller Energie) ist elementweise konstant und unabhängig von der Schwingungsform (typisch für Material- und Strukturdämpfung)

 $\psi_{E} = S_{E}/U_{E} = const = \eta_{E}$: lokaler Verlustfaktor (latente Dämpfungsfähigkeit)



Bild 2.293 Dämpfungsbeschreibung für praktisch beschaffbare Parameter – Verlustfaktor-Ansatz

In Tabelle 2.11 sind die Umrechnungen zwischen den verschiedenen Dämpfungsparametern zusammengestellt. In dieser einfachen Form sind die Beziehungen streng nur unter den modalen Parametern allgemein gültig. Die anderen Relationen gelten nur für SDoF-Systeme.

Parameter	(*k _{ij}	$(^*\eta_E$	$(^*\delta_l$	(* <i>D</i> _l
Dämpfungskonstante (konzentriert) $k_{ij}[Ns/m] =$	1	$\sqrt{c * m}$	2 * <i>m</i>	$2 * \sqrt{c * m}$
Verlustfaktor (elementweise) $\eta_E[./.] =$	$1/\sqrt{c*m}$	1	$2/\omega_l$	2
Abklingkonstante (modal) $\delta_l[s^{-1}] =$	1/(2 * m)	$\omega_l/2$	1	ω_l
Dämpfungsmaß (modal) D _l [./.]	$1/(2 * \sqrt{c * m})$	1/2	$1/\omega_l$	1

(*

gilt streng nur für den "Einmassenschwinger" bzw. für modale Parameter,

d.h. $c = \gamma_l$, $m = \mu_l$, $k = \kappa_l$

Tabelle 2.11 Beziehungen zwischen Dämpfungsparametern

2.2.3.4.9 Zerspanungsstabilität

Die instabile Zerspanung ist eine der Erscheinungsformen selbsterregter Schwingungen an Werkzeugmaschinen, Bild 2.294.



Bild 2.294 Ursachen für selbsterregte Schwingungen

Das Bearbeitungsergebnis der spanenden Fertigung, gemessen an Bauteilqualität, Fertigungszeit und Ressourceneinsatz, Maschinenauslastung und Werkzeugverschleiß, ist das Resultat der Wechselwirkungen zwischen Zerspanungsprozess und Werkzeugmaschine. Von der Zerspanungsstabilität werden alle diese Eigenschaften beeinflusst, Bild 2.295.

In Bild 2.296 sind die Einflussgrößen auf die Zerspanungsstabilität zusammengestellt.

Mechanismen, die selbsterregte Schwingungen auslösen und zu Instabilitäten führen können, sind:

- der Regenerativeffekt [22], [29], [30]
 - Die Ursache f
 ür den Regenerativeffekt ist das Wiedereinschneiden des Werkzeuges in eine beim vorangegangenen Schneideneingriff eingepr
 ägten Oberfl
 ächenwelligkeit. Verlaufen aktueller und letzter Schnitt gegenphasig, entsteht eine maximale dynamische Spanungsdicken
 änderung und damit auch der Prozesskraftschankungen. Dieser Zyklus schaukelt sich auf und f
 ührt zur Instabilit
 ät.
- die *Lagekopplung*,[22], [29], [31]
 - Lagekopplung kann an gekoppelten MDoF-Systeme auftreten, in denen Kreuznachgiebigkeiten existieren. Das bedeutet, dass bei Anregung in einer Richtung Verformungen nicht nur in Anregungsrichtungen sondern auch senkrecht dazu auftreten. Diese Kreuznachgiebigkeiten beeinflussen das Stabilitätsverhalten und sind typisch für WZM-Strukturen.
- eine fallende Schnittkraft-Schnittgeschwindigkeits-Kennlinie, [32]
 - Wenn bei steigender Schnittgeschwindigkeit die Schnittkraft fällt, führt das im Modell zu einem negativen Koeffizienten vor der Geschwindigkeit und kann so zu einer Entdämpfung des Systems und in deren Folge zur Instabilität führen.
- die komplexe Übertragungsfunktion Fc(h), [33]
 - Insbesondere bei kleinen Spanungsdicken *h* können Kontaktmechanismen zwischen Freifläche und Werkstückoberfläche zur sogenannten Prozessdämpfung beitragen. Damit erhalten die Prozesskraft-Modelle einen komplexen Anteil, woraus sich ein Einfluss auf die Prozessstabilität ergeben kann.



Bild 2.295 Einfluss der Zerspanungsstabilität auf Qualität und Produktivität



Bild 2.296 Einflussgrößen auf die Zerspanungsstabilität

Die Ergebnisse der Stabilitätsanalyse werden gewöhnlich in sogenannten Ratterkarten dargestellt, Bild 2.297. Sie markieren die Grenze zwischen stabiler und instabiler Zerspanung anhand einer Eingriffsgröße,

z.B. die Spanungsdicke oder -breite, in Abhängigkeit der Drehzahl.



Bild 2.297 Ratterkarte

Die Berechnung der Ratterkarten ist im Frequenz- und im Zeitbereich möglich. Die Frequenzbereichsverfahren gehen auf Tlusty und Polacek [29] sowie Tobias und Fishwick, [30] zurück. Um die räumliche Prozesskraft-Relativverformungs-Beziehungen auf ein eindimensionales Problem überführen zu können, werden die Größen in die Richtung der Spanungsdicke transformiert.

Ausgehend von den dynamischen Nachgiebigkeitsfrequenzgängen der Maschine am TCP

$$[G] = \begin{pmatrix} G_{X,F_{X}} & G_{X,F_{Y}} & G_{X,F_{Z}} \\ G_{Y,F_{X}} & G_{Y,F_{Y}} & G_{Y,F_{Z}} \\ G_{Z,F_{X}} & G_{Z,F_{Y}} & G_{Z,F_{Z}} \end{pmatrix}$$

und unter Anwendung prozessspezifischer Richtungsfaktoren

$$\{r_{Z,M}\} = \{r_{Fu,x} * r_{Fv,y} * r_{Fw,z}\} \text{ und } \{r_{M,Z}\} = \{r_{x,u} * r_{y,v} * r_{Z,w}\}$$

erhält man so die sogenannte gerichtete Ortskurve, [7],

$$G_g = \{r_{Z,M}\}[G]\{r_{M,Z}\}^T$$

Beim Ortskurvenverfahren wird das Nyquist-Kriterium auf die Übertragungsfunktion G_0 des aufgeschnittenen Wirkungskreises, Bild 2.298, angewandt.

$$G_0 = b * k_{cb} * (e^{-jwT}) * G_g$$



Zerspanprozess

- Relativverlagerung Werkzeug-Werkstück in Spanungsdickenrichtung x_d
- Überdeckungsfaktor μ T

Totzeit

 k_{cb} dynamische Schnittsteifigkeit

b Spanungsbreite

gerichtetes dynamisches Übertragungsverhalten relativ zwischen Maschine $G_{g}(j\omega)$ und Werkzeug

Die Nyquist-Bedingungen lauten

$$Re(G_0) = \begin{cases} < 1 \quad stabil \\ = 1 \quad Stabilit \\ at srand \quad Im(G_0 = 0) \\ > 1 \quad instabil \end{cases}$$

Bild 2.299 zeigt Beispiele für die Anwendung des Nyquist-Kriteriums auf die gerichtete Ortskurve.



Bild 2.299 Anwendungsbeispiele für das Nyquist-Kriterium, nach [14]



Bild 2.300 Gesamtheitliche Beschreibung der Ratterproblematik

Eine allgemeine räumliche Darstellung, die alle Mechanismen der Selbsterregung in den Wechselwirkungen von Prozess und Maschine aufnehmen und abbilden kann, ist mit Bild 2.300 gegeben.

2.2.3.4.10 Zeitbereich

Im Zeitbereich können dynamisch bedingte Verformungen sowohl linearer als auch nichtlinearer Systeme beschrieben werden.

Lineare Erregungs- und Struktureigenschaften

Von den Lösungen für lineare Systeme im Zeitbereich soll hier nur der "Einmassenschwinger" betrachtet werden.

Schwinger mit Freiheitsgrad 1 (SDoF)

Die zeitliche Lösung für das freie Ausschwingen des SDoF-Systems und die Ableitung der Dämpfungsbestimmung aus der Ausschwingkurve sind in Bild 2.301 und nachfolgend angegeben.

Es ist
$$x(t) = X_0 e^{\lambda t}$$
, $\dot{x}(t) = \lambda x$, $\ddot{x}(t) = \lambda^2 x$

Für den harmonischen Ansatz gilt

$$k/m = 2\delta$$
 $c/m = \omega_0^2$ $D = \delta/\omega_0$ $j = \sqrt{-1}$ $D \ll 1$

Die quadratische Gleichung

$$\lambda^2 + 2\delta\lambda + \omega_0^2 = 0$$

hat die Lösung

$$\lambda_{1,2} = -\delta \pm \sqrt{1 - D^2}.$$

Die Ausschwingkurve nach Bild 2.301 ergibt sich zu

 $x(t) = X_0 e^{(-\delta + j\omega)t}$ $e^{j\omega t} = \cos(\omega t) + j * \sin(\omega t) = \cos(\omega t - \varphi)$ wobei gilt

Und damit die Funktion



Bild 2.301 Freie Schwingungen und Logarithmisches Dekrement für das SDoF-System





Bild 2.302 Typische Nichtlinearitäten im Verhalten von WZM Für die Behandlung nichtlinearer Probleme ist häufig der Zeitbereich die einzige Beschreibungs- und Lösungsmöglichkeit. Der Bedarf nach Berücksichtigung nichtlinearer geometrischer, parametrischer oder struktureller Eigenschaften ist besonders auf Baugruppenebene bei Werkzeugmaschinen gegeben, Bild 2.302.

Die Lösungen für derartige nichtlineare Modelle werden gewöhnlich nicht "berechnet" sondern "simuliert". Es gibt ausreichend Literatur, die die Herangehensweise und das Wesen der klassischen digitalen Simulation von der Modellbildung über die mathematische Abarbeitungsgrundlage bis zu den Integrationsverfahren systematisch beschreibt. Besonders geeignet zur Einarbeitung kann man die Bücher von Bosselt [34], [35] empfehlen. Hier soll lediglich der knappe Versuch unternommen werden, mit einigen flüchtigen Strichen charakteristische Konturen der digitalen Simulation zu skizzieren, um ein Grundverständnis für die weiteren Darstellungen - insbesondere auch alternativer Verfahrensweisen - voraussetzen zu können. Um dabei von vornherein keine Erwartungen hinsichtlich Vollständigkeit und Geschlossenheit aufkommen zu lassen, soll dies an einem denkbar einfachen Beispiel geschehen. Der Einmassenschwinger – besser Schwinger mit dem Freiheitsgrad 1 (SDoF) – mit konzentrierten Parametern und einem diskreten Freiheitsgrad dürfte, als Beispiel aus dem Bereich der Mechanik, ausreichend die Forderungen nach Bekanntheit sowie Einfachheit erfüllen und dennoch alle wesentlichen Charakteristika der Simulation demonstrieren lassen. Es darf uns im Moment auch nicht stören, dass wir damit bereits in der Modellebene in das Problem einsteigen und so den wichtigsten Arbeitsschritt, nämlich die Modellfindung, zunächst übergehen.

Ablauf am Beispiel





An unserem Beispiel wollen wir nun die einzelnen Etappen von der Problemaufbereitung bis zur Simulationsrechnung verfolgen:

Modellfindung zur funktionalen Beschreibung über die Elementarisierung, Strukturierung und Parametrierung des für die Analyse verhaltensrelevanten physikalisch-technischen Sachverhaltes.

Vereinbarungsgemäß nehmen wir hier für unser Beispiel ohne Herleitung das Ergebnis mit Bild 2.303 vorweg.

Mathematische Beschreibung des algorithmischen Modells als Zusammenstellung der Abbildungsbeziehungen aus Zustandsvariablen und verknüpfenden Relationen in einem System von mehr oder weniger gekoppelten algebraischen, gewöhnlichen und linearen Differentialsowie zeit- und zustandsdiskreten Differenzen-Einzelgleichungen.

Wir stellen die Modellbeziehungen des Schwingers aus dem Kräftegleichgewicht, den Parameterabhängigkeiten und den Anfangswerten zusammen. Damit liegt die vollständige Beschreibung des algorithmischen Modells vor.

Transformation der Modellbeschreibung in eine lösungsorientierte Darstellungsform, z.B. als System von Zustandsgleichungen in Normalform für die Lösungsverfahren der zentralen Integration oder zur Ableitung von Integralgleichungen, die wiederum die Grundlage liefern können für eine Darstellung als Signalflussplan bzw. Blockdiagramm für eine ablauforientierte Notation der Programmfolge für die Lösungsverfahren mit dezentraler Integration.

Die diversen Simulationssysteme unterstützen unterschiedliche Beschreibungsmöglichkeiten für die "Modelleingabe", wir wollen für den Schwinger zunächst die Darstellungsweise als Signalflussplan bzw. Blockdiagramm betrachten, Bild 2.304. Bild 2.305 zeigt eine Realisierung des Signalflussplanes unter MATLAB/Simulink.



Bild 2.304 Simulation am Schwinger mit Freiheitsgrad 1 – Signalflussplan (Blockdiagramm)



Bild 2.305 Signalflussplan unter MATLAB/Simulink

Verwendung eines Integrationsverfahrens zur zeitdiskreten numerischen Lösung der Differentialgleichungen.

Es soll hier gar nicht erst der Versuch unternommen werden, auf die Verfahrenswelt der numerischen Integration ernsthaft einzugehen. Für das Verständnis dürfte es ausreichend sein, das Grundprinzip zu charakterisieren, welches im Ersatz des kontinuierlichen Zeitstrahles durch die Aneinanderreihung diskreter Zeitschritte besteht und dadurch das Differential mit einem Differenzenquotienten annähert.

Aus dx/dt wird $(x(t_i) - x(t_{i-1}))/(t_i - t_{i-1})$.

Die verschiedenen Verfahren unterscheiden sich dann im wesentlichen in den Annahmen zum Verlauf des zu integrierenden Funktionals zwischen den diskreten Zeitschritten t_{i-1} und t_i , das heißt den damit zur Berechnung von $x(t_i)$ erforderlichen zurückliegenden Informationen sowie der Art und Weise der Zeitschrittfestlegung. Die Problematik lässt sich bereits am einfachen Beispiel erkennen: Mit v(t) = dx/dt und, $x(t_i) = x_i$, $v(t_i) = v_i$, entsprechend für i-1 sowie $T = t_i - t_{i-1}$, betrachten wir die Ansätze und die Schrittweiten von Bild 2.306.



Bild 2.306 Ansätze und Schrittweiten für die Integration

Bild 2.307 zeigt die Auswirkungen der Integrationsansätze und der Zeitschrittweite auf die Simulationsergebnisse.

Die für unseren Schwinger benötigte Integration können wir also beispielsweise mit der allgemeinen Prozedur INTEGRAL(Xalt, Yneu, Yalt, T) bei konstanter Zeitschrittweite T realisieren.

Xneu = INTEGRAL(Xalt, Yneu, Yalt, T);

= Xalt + T · (Yneu + Yalt) / 2;

Offensichtlich müssen allerdings irgendwann die Werte für x und y ihre Belegung von *neu* auf *alt* tauschen - dies passiert unter anderem im Simulationszyklus.



Bild 2.307 Einfluss der Integrationsformeln und der Zeitschrittweite auf die Lösung

Abarbeitung eines Simulationszyklus zur Realisierung der zeitschrittweisen Modellaktualisierung und Lösung.

Wir tragen nun für unser Beispiel alles zusammen, was wir benötigen: die konstanten Parameter, die Anfangswerte sowie die bereits notierte Programmfolge, wobei wir die vorangehend behandelte Prozedur verwenden. Dann müssen wir die Zeit weiterschreiten lassen, den Tausch von *neu* in *alt* organisieren und schließlich auch an die Ein- und Ausgabe denken. So erhalten wir mit Bild 2.308 die einfachste Form eines Simulationsprogramms.





Mit Bild 2.309 ist eine Realisierung des Simulationsprogramms unter MATLAB gezeigt.

Aus der Verallgemeinerung des skizzierten Beispielablaufes wird ersichtlich, dass zur Simulation die Stufen der *Modellierung* (als Vorbereitung des Modells zur Beschreibung), der *Beschreibung* (als problemorientierte Eingabe des Modells zur Speicherung), der *Abarbeitung* (als abarbeitungsorientierte Codierung des Modells zur Lösung) und der *Lösung* (als Verfahrensorganisation zur numerischen Integration) durchlaufen werden müssen. Zudem wird klar, dass Simulation ohne rechentechnische Unterstützung praktisch unmöglich ist und damit Software im Rahmen eines Simulationssystems geschaffen werden oder verfügbar sein muss.

🔄 Edit	tor - D:\Nutzer\Rudolph\Eigene Dateien\Für Prof\Yorlesung\Simulation.m	×
<u>File</u>	Edit Text Cell Tools Debug Desktop Window Help 🛛 🛪 🛛	×
De	🛿 📓 🖏 🛍 🕫 🖓 🎒 👫 🗜 🔮 🗶 🗐 👘 🗊 🕼 Stack: 🗛 💎 🛛 🖽 🗖 🗗	
1	function $[t, x, y, a, C, K] = Simulation(m0, k0, c0, xC, x0, y0, tEnd, T)$	-
2 0	Last = tEnd / T;	
3 -	t(1) = 0;	
4 -	x(1) = x0;	
5 -	v(1) = v0;	
6 -	a(1) = 0;	
7 -	C(1) = 0;	
8 -	K(1) = 0;	
9		
10 -	tAct = 0; $xAct = x0$; $vAct = v0$; $aAct = 0$;	
11 -	i = 1;	
12 -	while tAct <= tEnd	
13 -	tACt = tACt + 1;	
15 -	I = I + I; clict = c0 t electrict) / vC.	
16 -	$\operatorname{Exc} = \operatorname{EO} * \operatorname{aus}(\operatorname{xc}) / \operatorname{xc},$ $\operatorname{Ev} = \operatorname{EO} * \operatorname{aus}(\operatorname{xc}) / \operatorname{xc},$	
17	And No Eq. (Check, Co),	
18 -	FAct = 0;	
19 -	alct = (Flct - klct * vlct - clct * xlct) / mO;	
20		
21 -	vact = v(i-1) + 0.5 * (aact + a(i-1)) * T;	
22 -	xAct = x(i-1) + 0.5 * (vAct + v(i-1)) * T;	
23		
24 -	t(i) = tAct;	
25 -	x(i) = xAct;	
26 -	v(i) = vAct;	
27 -	a(i) = aAct;	
28 -	C(1) = CACt;	
29 -	K(I) = KACC;	
31		
1.1		
	Simulation Ln 31 Col 1 OV	2
2	Lannan Provent Control 184	- 11

Bild 2.309 Simulationsprogramm unter MATLAB

Integration

Die Lösungsgrundlage liefern die numerischen Integrationsverfahren, deren qualitative Cha-

tion	Art der Berechnung des neuen	Zentralisierte Integration	
anisa	Systemzustandes	Lokale Integration	
lauforg	Festlegung der Schrittweite	Konstante Schrittweite	
Abi		Schrittweiten- steuerung	
neln	Verwendung	Einschritt- verfahren	
Integrationsforn	Funktionswerte	Mehrschritt- Verfahren	
	Verwendung von	Ohne Stützstellen (Euler)	
	eines Schrittes	Mit Stützstellen (Runge-Kutta)	

rakteristik mit der Tabelle 2.12 gegeben ist.

Tabelle 2.12 Charakteristik der Simulationsverfahren

Diese grobe Einteilung ist für die Beschreibung der in den meisten Simulationssystemen verwendeten Lösungsgrundlagen ausreichend.

Die Lösungsgrundlagen der numerischen Integrationsverfahren unterscheiden sich zunächst hinsichtlich der Organisation der Integration des Differentialgleichungssystems. Bezüglich der Art der Berechnung des neuen Systemzustandes kann zwischen der zentralisierten und der nichtzentralisierten Integration unterschieden werden. Bei der zentralisier-

ten Integration werden die organisatorischen Voraussetzungen geschaffen, um durch die Beschreibung des Systemzustandes als Ganzes (Zustandsvektor) den neuen Zustand des Systems über die Addition eines Inkrementvektors für das gesamte System unabhängig von der Reihenfolge der Zustandsgleichungen zum gleichen Diskretisierungszeitpunkt zu erhalten. Bei der *nichtzentralisierten Integration* wird jede Zustandsgleichung einzeln (sequentiell) integriert, wodurch die Reihenfolge ihrer Abarbeitung natürlich nicht mehr uninteressant ist und entweder vom Anwender bewusst eingerichtet oder durch entsprechende Sortieralgorithmen hergestellt werden muss.

Bezüglich der Festlegung der Integrationsschritte unterscheiden sich Verfahren mit *konstanter Schrittweite* von solchen mit einer *Schrittweitensteuerung*. Die Schrittweitenproblematik ist sehr komplex und nur im Zusammenhang mit den Eigenschaften des zu simulierenden Systems und den benutzten Integrationsformeln zu diskutieren, wobei neben der Rechenzeit und dem Organisationsaufwand die numerische Stabilität (Diskretisierungs- und Rundungsfehler) von entscheidender Bedeutung ist.

Bezüglich der Abhängigkeit der Inkrementfunktion von den Variablen unterscheidet man schließlich zwischen *expliziten Verfahren* - bei denen die "neuen" Realisierungen der Zustandsgrößen ausschließlich aus "alten" Zuständen berechnet werden - und *impliziten Verfahren* - bei denen der Inkrementvektor von den (erst zu berechnenden) neuen Zuständen selbst abhängig ist. Praktisch werden implizierte Verfahren zumeist über einen zwischengeschalteten "Näherungsschritt" mit sogenannten Prädikator-Korrektor-Verfahren realisiert.

Neben der globalen Organisation der Integration unterscheiden sich die Lösungsgrundlagen der Simulationssoftware auch hinsichtlich der benutzten Integrationsformeln, welche natürlich wiederum selbst organisatorische Ansprüche an die Steuerung der Integrationszyklen stellen. Bezüglich der Verwendung zurückliegender Funktionswerte können *Einschrittverfahren* - welche den neuen Systemzustand lediglich aus dem (um einen Schritt) zurückliegenden Zustand berechnen - von *Mehrschrittverfahren* - welche demgegenüber auch die Verwendung "älterer" Zustände (Vorgeschichte) ermöglichen bzw. erfordern - unterschieden werden. Obwohl Mehrschrittverfahren in der Regel mit wesentlich weniger Funktionswertberechungen - also größeren Schrittweiten - arbeiten können, wird dieser Vorteil häufig durch aufwendige Sondermaßnahmen beim Start und bei nichtstetigen Zustandsänderungen (Diskontinuitätsstellen) kompensiert.

Schließlich kann bezüglich der Verwendung von Stützstellen innerhalb eines Schrittes in Verfahren *ohne Stützstellen* und solche *mit Stützstellen* unterteilt werden. Konventionelle Systeme, die ohne Stützstellen arbeiten, sind praktisch nicht bekannt. Die Mehrzahl der popularisierten Systeme benutzt Varianten des Runge-Kutta-Verfahrens ab vierter Ordnung.

Simulationsdefekte

Die klassischen Simulationsdefekte gehören neben den beschriebenen Grundlagen ebenso zur Charakterisierung der digitalen Simulation.

Defekt	Probleme im Zusammenhang mit
Rundungsfehler	kleinen Schrittweiten
Diskretisierungsfehler	großen Schrittweiten
Phasen- bzw.Schleifenfehler	unzweckmäßiger Abarbeitungsfolge bei lokaler Integration.
	Differentialgleichungen höherer Ordnung bei zentralisierter Integration durch stufenweise Rückführung auf ein System 1. Ordnung
Diskontinuitätsstellen	dem Überschreiten derartiger Stellen bei Mehrschrittverfahren und Schrittweitensteuerung
Steife Systeme	Teilsystemen mit stark unterschiedlicher Dynamik

In der Tabelle 2.13 sind diese Defekte zusammengestellt und ihr Problembezug angedeutet.

Tabelle 2.13 Klassische Simulationsdefekte

Das Zusammenspiel von Rundungs- und Diskretisierungsfehlern ist ein unvermeidliches Grundproblem der praktischen Genauigkeitsbegrenzung numerischer Näherungsverfahren auf Digitalrechnern. Während der *Rundungsfehler* aus der endlichen verarbeitbaren Wortlänge am Digitalrechner folgt, ergibt sich der *Diskretisierungsfehler* aus der diskreten Behandlung der kontinuierlichen Vorgänge. Obwohl diese Problematik mit der Steigerung der Rechengeschwindigkeiten und der Ausdehnung der Wortlängen entschärft wird, können diese Fehler im Zusammenhang mit Phasenfehlern, Diskontinuitätsstellen und steifen Systemen zur Instabilität führen und damit zur Existenzfrage der Simulationslösung werden. *Phasenfehler* (Schleifenfehler) liegen vor, wenn die Realisierungen des Systemzustandes nicht zum gleichen Zeitschritt gehörig sind. Dies kann durch eine unzweckmäßige Abarbeitungsreihenfolge bei der nichtzentralisierten Integration oder bei der zentralisierten Integration durch die Zurückführung von Differentialgleichungen höherer Ordnung auf ein System erster Ordnung (Schleifen) entstehen.

Das Auftreten von Diskontinuitätsstellen im Zustandsverhalten des Simulationsmodells ist für die in diesem Rahmen zu betrachtenden Anwendungen durchaus typisch (sprungförmige Schalter. Kennlinien "Knick", Sollund Störarößen. Spiele, mit Abtastund Inkrementierglieder usw.). Beim Überschreiten derartiger Stellen sind die Informationen der "Vorgeschichte" praktisch nicht mehr gültig, da sich das Modell inzwischen verändert hat. Dies kann bei den Mehrschrittverfahren und bei der Schrittweitensteuerung zu Fehlern führen, wenn diese Verfahren Informationen auswerten, die vor der Diskontinuitätsstelle liegen.

Als *steife Systeme* werden Simulationsmodelle bezeichnet, die Teilsysteme mit extremer Frequenzabstimmung enthalten. Dies führt bei gleichen Lösungsgenauigkeiten zu lokal stark unterschiedlichen Anforderungen an die Schrittweite. Während das steife Teilsystem infolge seiner hohen Dynamik sehr kleine Schrittweiten erfordert, bleibt das "träge" Restsystem quasi in Ruhe. Steife Systeme sind das Resultat der Modellierung und können zumeist relativ einfach vermieden werden, wie Bild 2.310 für mechanische Modelle zeigt.

Beispiel: *Steife Systeme* ... Teilsystemen mit stark unterschiedlicher Dynamik, d.h. extreme lokale Steifigkeits- bzw. Trägheitsverhältnisse



1. Uninteressant hohe Frequenzen aufgrund extremer Steifigkeitsrelationen

=> Zusammenfassung der mit C_{ik} gekoppelten Trägheiten zu m_{ik} = m_i+m_k und Vernachlässigung der Koppelsteife ("Verstarrung")

2. Uninteressant hohe Frequenzen aufgrund extremer Trägheitsrelationen

z.B.: $m_k \ll m_i$, m_l bei $c_{ik}+c_{kl} \gg m_k*\omega^2$ (ω : höchste interessierende Frequenz)

=> Zusammenfassung der an m_k gekoppelten Federn zu $c_{il} = c_{ik} * c_k / (c_{ik} + c_{kl})$ und Vernachlässigung der dazwischenliegendenTrägheit

Bild 2.310 Vermeidung "Steifer Systeme" in mechanischen Modellen

Wenn - wie bei der zentralisierten Integration der Fall - im gesamten System eine gemeinsame Schrittweite benutzt wird, können bei großer Schrittweite im steifen System die Diskretisierungsfehler wachsen oder bei kleinerer Schrittweite im Restsystem die Rundungsfehler steigen, was in dem einen wie in dem anderen Fall zur Instabilität führen kann.

Simultane Schleifen kennzeichnen - wie auch steife Systeme - eine (praktisch wohl recht seltene) Modelleigenschaft und liegen vor, wenn in einem Simulationsmodell als Signalübertragungssystem im Vor- und Rückwärtszweig einer Schleife verzögerungsfreie Signalübertragungen vorliegen und dieser Wirkungskreis damit geschlossen sprungfähig wird. Werden in einer solchen Schleife die Signalabhängigkeiten im Sinne des Einsetzens der Verbindungssignale eliminiert, so verbleibt eine implizite Bestimmungsgleichung, deren Realisierung bei zentraler Integration zu einem unter Umständen stabilitätsbeeinflussenden Phasenfehler führt.

Die - auch unter den Gesichtspunkten der "Defekt-Vorsorge" entwickelten - unterschiedlichen Verfahrensvarianten der publizierten Simulationssoftware eignen sich im speziellen Anwendungsfall mehr oder weniger zur Vermeidung bzw. Begrenzung der Wirkungen vorgenannter Simulationsdefekte. Ohne im einzelnen darauf eingehen zu können, müssen diesbezügliche Bestrebungen in jedem Falle mit zusätzlichem organisatorischem Aufwand, gesteigerter Kompliziertheit und vor allem mit Flexibilitätsverlust im Verfahrensablauf bezahlt werden. Simulationssysteme, die - in Kenntnis der Defektmöglichkeiten und deren Abhängigkeit von den spezifischen Modelleigenschaften - dem Anwender (vorsichtshalber) eine ganze Palette von Integrationsverfahren (möglichst noch mit einstellbaren Verfahrensparametern) zur Auswahl bieten, verlagern die Schwierigkeiten lediglich auf die Anwendungsebene.

2.2.3.4.10.1 Funktionalismus der objektorientierten Simulation

Eine objektorientierte Modellierung und Beschreibung hat einerseits zum Ziel, möglichst direkt die vom "Original" physikalisch und gerätetechnisch begründete Struktur im Modell abzubilden und muss andererseits eine lösungsgerecht formalisierbare Beschreibung ermöglichen. Wir benötigen also gewisse Grundregeln, um ein entsprechendes Modellierungskonzept zu konstruieren. Dazu betrachten wir zunächst die charakteristischen zustandsbeschreibenden Beziehungen an den Grundelementen für die einzelnen, in der Systemsimulation interessierenden Anwendungsbereiche, Fachdisziplinen bzw. physikalischen Domänen.

Im Bereich der *Signalverarbeitung* wird üblicherweise das mit einem speziellen Funktional Φ definierte und gerichtete Übertragungsverhalten zwischen den Eingangsgrößen S_E und Ausgangsgrößen S_A für ein SIGNALGLIED beschrieben, Bild 2.311.



Bild 2.311 Objektklasse Signalglied

Für die in der Systemsimulation interessanten physikalischen Bereiche der *Mechanik, Elektrik, Hydraulik, Pneumatik* und *Thermik* sind die wesentlichen Grundelemente und die zugehörigen funktionalen Zusammenhänge in Tabelle 2.14 zusammengestellt. Die Darstellung legt eine der in der Systemtheorie üblichen Analogiebetrachtungen zugrunde und führt zu jeweils formal gleichen funktionalen Beschreibungstypen.

	Mechanik	Elektrik	Hydraulik	Pneumatik	Thermik
Potenzial- variable	Geschwindig- keit	Elektrische Spannung	Hydraulischer Druck	Pneumatischer Druck	Temperatur
	×	u	р	р	Т
KNOTEN	n 🗲 F	$u = \frac{1}{C_E} \int_{i}^{\Sigma} i_i dt$		$p = \frac{1}{C_P} \int \sum_{i} \dot{m}_i dt$	
	X, V		$p = \frac{1}{C_H} \int_{i} \Sigma Q_i dt$	-	$T = \frac{1}{C} \int_{\Sigma} P_i dt$
Fluss- variable	Kraft	Elektrischer Strom	Volumen- strom	Masse- strom	Wärme- strom
	F	i	Q	m	Р
ELEMENT	k k	$i = \frac{1}{R_E} (u_2 - u_1)$		$\dot{\mathbf{m}} = \frac{1}{R_{\rm P}} f(\mathbf{p}_1, \mathbf{p}_2)$	
V1-			$Q = \frac{1}{R_H} f(p_1, p_2)$	P	$= L*(T_2 - T_1)$

Tabelle 2.14 Potenzial- und Flussvariable in den physikalischen Domänen

Führen wir nun die Begriffe *Potentialvariable* und *Flussvariable* ein, so können wir damit zwei weitere Modellobjektklassen definieren.

KNOTEN sind Modellobjekte, in denen Flussvariable *F* summiert und daraus mit einem physikalisch begründeten Lösungsansatz die Potentialvariablen *p* berechnet werden, Bild 2.312.



Bild 2.312 Objektklasse Knoten

ELEMENTE sind Modellobjekte, in denen aus den Potentialvariablen p über typspezifische Funktionen Flussvariable F gebildet werden, Bild 2.313.



Bild 2.313 Objektklasse Element

Obwohl an unserem Beispiel des Einmassenschwingers nicht ersichtlich, wird bei der praktischen "Modellierungsarbeit" recht schnell der Wunsch nach einer vierten Objektklasse, nämlich dem TRANSFORMATOR entstehen. Transformatoren wandeln bidirektional Potentialund Flussvariable nach einer Transformationsbeziehung *T*. Wir können uns darunter beispielsweise im Bereich der Mechanik einen starren Hebel vorstellen, Bild 2.314.



Bild 2.314 Objektklasse Transformator

Lösungsablauf

Das objektklassenorientierte Lösungsverfahren baut unmittelbar auf den Modellobjektklassen auf und nutzt die Vorteile, die sich aus dem konsequenten Umgang mit den Potential- und Flussgrößenvariablen im Rahmen des aktualisierenden Simulationszyklus ergeben. Zur anschaulichen Erläuterung des Vorgehens setzen wir ein Modell mit beliebig vermaschten Kopplungen von Knoten und Elementen voraus. Zuerst erinnern wir uns an das in der Mechanik häufig mit großem Vorteil angewendete *Schnittprinzip*. Wir zerschneiden also alle Objektverbindungen, allerdings nicht ohne dabei die Reaktionen - d.h. in unserem Falle die Schnittkräfte und Bewegungszustände - anzutragen, welche nötig sind, um trotz des Zerschneidens alles im ursprünglichen Zustand zu "halten". Wir haben danach einzeln "umherliegende" Massen und Federn, von denen wir im Weiteren je ein Exemplar näher betrachten wollen, Bild 2.315.



Bild 2.315 Lösungsansatz für Knoten und Elemente

Unsere Masse (Knoten) besitzt den Trägheitsparameter m und ihr interessierender Bewegungszustand ist mit \ddot{x} beschrieben, zudem greifen die Reaktionskräfte der abgeschnittenen Federwirkungen $F_K = \sum F_{Ei}$ an ihr an. Das Kräftegleichgewicht liefert damit $m * \ddot{x} = F_k$. Wir könnten diese Beziehung zur Bestimmung eines - im Sinne eines Zeitschrittes - neuen Bewegungszustandes (Potentialvariable) integrieren, wenn die zugehörige Federkraftsumme F_K (Flussvariable) bekannt wäre. Betrachten wir also unsere herausgeschnittene Feder (Element). Sie besitzt den Steifigkeitsparameter c und ihre innere Kraftwirkung F_{Ei} infolge der Bewegungsdifferenz $(x_1 - x_2)$. Wir könnten also an der Feder mit der Beziehung $F_{Ei} = c(x_1 - x_2)$ den Kraftanteil (Flussvariable) für den nächsten Zeitschritt berechnen, wenn die zugehörigen Bewegungsgrößen (Potentialvariable) bekannt wären. Wir berechnen also aus neuen Potentialvariablen $p_{(n)}$ in den Elementen neue Flussvariablen $F_{(n)}$. Wir benötigen die $F_{(n)}$ jedoch bereits zuvor, um damit an den Knoten die erforderlichen neuen $p_{(n)}$ zu ermitteln.

Das Dilemma lässt sich lösen, indem wir die für die Auswertung der Knotenbeziehungen benötigten, aber unbekannten $F_{(n)}$ mit $F_{(n)} = F_{(n)}^*$ schätzen. Die einfachste Schätzung ginge mit $F_{(n)}^* = F_{(a)}$ davon aus, dass die Flussvariablen über dem Zeitschritt unverändert bleiben. Mit diesem Ansatz wird allerdings nur eine Information des letzten Schrittes, nämlich der Wert $F_{(a)}$ genutzt. Verwenden wir zudem den ebenfalls am letzten Schritt vorliegenden Anstieg $\alpha_{(a)}$, so kann die Schätzung mit $F_{(n)}^* = F_{(a)} + \alpha_{(a)} * \Delta t_{(n)}$ als linearer Ansatz wesentlich qualifiziert werden. Der Grad der Ansatzfunktion lässt sich natürlich beliebig erhöhen, je mehr man auf weiter zurückliegende Werte greift. Sicher lässt sich für stetige Verläufe damit die Qualität der Schätzung verbessern. Für die in technischen Problemstellungen durchaus typischen "Sprungstellen" bietet es sich im Sinne der Verfahrensrobustheit jedoch eher an, über leistungsfähige und dabei dennoch einfache Mechanismen der Schrittweitensteuerung nachzudenken.

Jede Schrittweitensteuerung hat das Ziel, den (zeitlichen) Diskretisierungsfehler unterhalb eines vorgegebenen Maßes zu begrenzen. Dazu nutzen wir die Kenntnis des Schätzwertes $F_{(n)}$ und bilden nach jedem (versuchten) Schritt die relative Abweichung $(F_{(n)} - F_{(n)}^*)/F_0$ als begründetes Maß für den Fehler. Ist diese Abweichung kleiner als ein vorgegebener zulässiger Wert, dann wird die Schrittausführung bestätigt, andernfalls wird ein neuer Schritt mit der halben Weite versucht, wobei die erneute Schätzung mit dem zwischenzeitlich verbesserten Anstieg erfolgt. Bliebe noch zu erwähnen, dass die Schrittweite im Falle "deutlicher" Unterschreitung der zulässigen Abweichung durch den Schätzfehler verdoppelt wird und dass es für die möglichen Schrittweiteneinstellungen natürlich eine obere und eine untere Schranke gibt. Die obere Grenze folgt aus der gewünschten Auflösung der Ergebnisdarstellung, und die untere Begrenzung liefert die Numerik.

Bevor wir den gesamten objektorientierten Abarbeitungszyklus darstellen können, erinnern wir uns daran, dass wir neben Knoten und Elementen eine weitere Klasse, nämlich das Objekt "Signalglied" in den Lösungsablauf einbeziehen müssen. Während bei den Knoten und Elementen innerhalb des Klassentypes und je Zeitschritt die Aktualisierungsreihenfolge beliebig ist, spielt aufgrund des gerichteten Charakters eines Signalgliedes die Aktualisierungsfolge in einer Signalstruktur eine entscheidende Rolle. Hier müssen also strukturanalysierende Sortieralgorithmen dafür sorgen, dass die in der gesamten Signalstruktur abarbeitungsbedingt - z.B. bei rückführenden Schleifen - maximal auftretende Aktualisierungszeitdifferenz ein Minimum wird.

Die Vorstellung des objektorientierten Lösungsablaufes bliebe unvollständig ohne einige Bemerkungen zum sogenannten Variablenkonzept. Es geht dabei nicht um die bereits erläuterten Potential- und Flussvariablen als zustandsbeschreibende Größen, sondern um die flexiblen Möglichkeiten zur Formulierung funktioneller Abhängigkeiten, insbesondere auch im Zusammenhang mit der erforderlichen Parametrierung der Modellobjekte.



Bild 2.316 Konzept zur Realisierung flexibel variabler Parameter

Die schematische Darstellung in Bild 2.316 zeigt Möglichkeiten der Erzeugung und Verwendung von Variablen. Sie werden über die Spezifikation mit einem Namen und bei Bedarf mit einer Bildungsvorschrift (Funktion) definiert und in einer Variablenliste verwaltet. Da Variablen hierarchisch mit bereits definierten Variablen gebildet werden können, steht damit ein Mechanismus zum Aufbau eines beliebig verknüpften funktionellen Abhängigkeitsgeflechtes zur Verfügung. Über die Möglichkeiten zur Erfassung und Protokollierung von Zustandsgrößen des Modells können ebenfalls Variablen belegt und dadurch unbeschränkt zur funktionellen Verknüpfung verwendet werden. Mit den derart freizügig formulierbaren Abhängigkeiten können entweder direkt zustandsbeschreibende Funktionsergebnisse gewonnen oder aber die Parameter der Modellobjekte als funktionell abhängige Ausdrücke formuliert werden.

Nachdem nunmehr die einzelnen Bestandteile des objektorientierten Lösungsverfahrens charakterisiert sind, wollen wir folgend die kennzeichnenden Schwerpunkte zusammenfassen und den eigentlichen Lösungszyklus veranschaulichen:

- Diskretisierung der Struktur in Knoten, Elemente und Transformatoren. Knoten sind Modellobjekte, in denen die Flussgrößen summiert und daraus mit einem physikalisch begründeten Lösungsansatz die Potentialgrößen berechnet werden. Elemente sind Modellobjekte, in denen aus den Potentialgrößen über typspezifische Funktionen Flussgrößen gebildet werden.
- 2. *Reihenfolgegerechte Notation von Signalverarbeitungsstrukturen mit Signalgliedern.* Signalglieder besitzen ein gerichtetes Ein- / Ausgangssignalübertragungsverhalten und werden in der realen Abarbeitungsfolge zur Beschreibung der Signalverarbeitungsstruktur benutzt.
- 3. Parameterspezifikation unter Nutzung des globalen Variablenkonzeptes.

Alle Objektparameter können neben Wertzuordnungen über beliebige, auch geschachtelte, Funktionsausdrücke definiert werden. In den Ausdrücken sind über Variable uneingeschränkt Systemzustandsgrößen oder externes Datenmaterial, wie z.B. experimentelle Abhängigkeiten, verwendbar.

- 4. Zyklische Aktualisierung der Variablen, Signal-, Potential- und Flussgrößen. Je Rechenzeitschritt werden alle Größen nach dem im Schema von Bild 2.317 zum Lösungszyklus dargestellten Ablauf aktualisiert. Dabei ist innerhalb der Objektklassen Knoten und Elemente jeweils parallele Abarbeitung zugelassen.
- 5. Verbindung von Ansatzfunktion und Genauigkeitskriterium zur Schrittweitensteuerung.

Mit einem geeigneten Ansatz wird eine Ergebnisschätzung ausgeführt, die gleichzeitig die Formulierung eines Fehlerkriteriums ermöglicht. Das ergibt die Grundlage für eine genauigkeitsgesteuerte Zeitschrittweite.



Bild 2.317 Lösungszyklus der objektorientierten Simulation

2.2.3.4.10.2 Beispiele für Knoten, Elemente und Transformatoren

Im Folgenden sollen einige Beispiele für die Algorithmen und Parameter von Knoten, Elementen und Transformatoren angeführt werden, um so die Konstruktion dieser Objekte zu veranschaulichen.

Knoten

An Knoten werden aus Flussgrößen neue Potenzialgrößen bestimmt. Das Vorgehen an *mechanischen Knoten* (konzentrierte Trägheiten) zeigt Bild 2.318.



Bild 2.318 Knoten-Beschreibung für die konzentrierte Trägheit

Die Möglichkeit zur Berücksichtigung beliebig großer linearer dynamischer Teilstrukturen ist mit dem *modalen Ersatzsystem* gegeben. Das modale Ersatzsystem ist vom Objekttyp Knoten und das Vorgehen ist in Bild 2.319 beschrieben. Die algorithmischen Grundlagen sind in Abschnitt 2.2.3.4.7 notiert.

In Bild 2.320 sind einige Parametrierungsvarianten für den *thermischen Knoten* (Kapazität) angegeben.



Bild 2.319 Knoten-Beschreibung für das Modale Ersatzsystem

$C = c_n * \rho * V$	bzw. $C = c_r$	*m	Vorgabe v	von Masse	Thermischer Knoten - K1			<u>?</u> ×
р.	1				Berechnen <u>m</u> it:	Masse		•
					Datenbank verwenden			
Thermischer Knoten - K1	? ×	Thermischer Knoten - K1		<u>? ×</u>	W <u>e</u> rkstoff:	St 38		•
Parameter		Parameter			Masse:	1	kg	•
Berechnen mit: Wärmekapa	azitāt 💌	Berechnen <u>m</u> it:	Volumen	•				
🗖 Datenbank <u>v</u> erwenden		Datenbank verwenden			spez. Wärmekapazität:	507	J/lkg	राज
		W <u>e</u> rkstoff:	St 38	•	-		- Inco	
Wärme <u>k</u> apazität: 0	J/K 💌	V <u>o</u> lumen:	0.1	m ²	Anfangswerte			
			Volumenrechner		Anfangstemperatur:	20		-
		snez Wärmekanazität:	507	L/0kg/K1 V	- Fraebnisariößen	12		
		Dichte:	7850	ka/m²	Temperatur:	1		-
Anfanosuerte		- Anfangewarta	1		Temperaturgradient:		K/s	-
Anfanostemperatur: 20		Anfanostemperatur	20		Wärmestrom:			-
Erzebnisgrößen		- Erzebniczrößen	1		Wärmemenge:		👿 J	Ŧ
Temperatur		Temperatur						
Temperaturgradient:		Temperaturoradient:		K/s V		Abbrechen	Hilfe	
Wärmestrom:		Wärmestrom:						
Wärmemenge:								the second
					kapazitätsloser Knoten - K	2		? ×
OK Abbrechen	Hilfe	OK /	Abbrechen <u>H</u>	lilfe	Anfangswerte	1		
		1			Anfangstemperatur:	20	0°	-
Direkte Vorgabe	Vorgabe	von Volumen und	d Werkstoff		Ergebnisgrößen	-		
der Kapazität					1emperatur:			_
					l emperaturgradient:		K/s	
Vorgab	e der Tempera	ıtur für den kapaz	zitätslosen	Knoten ▶		Abbrechen	Hilfe	

Bild 2.320

Parametrierungsvarianten des thermischen Knoten

Elemente

In Elementen werden aus Potenzialdifferenzen neue Flussgrößen generiert. Das mechanische Element des *Feder-Dämpfer-Lose-Wandler* vereinigt die Eigenschaften der Elastizität (Feder), viskosen Dämpfung, des Spiels (Lose) und der Hebelwirkung (Wandler) in einem allgemeinen Element.



Bild 2.321 Element-Beschreibung für allgemeinen Feder-Dämpfer-Lose-Wandler

Über die Parameter können die verschiedenen Eigenschaften gesteuert werden. Modellstruktur, Parameter und Algorithmus des Elementes sind in Bild 2.321 gezeigt.

Die modellseitige Aufbereitung des komplexen Elementes der *Mutter-Spindel-Paarung* vom Kugelgewindetrieb ist in Bild 2.322 demonstriert. Auch in diesem Element ist bei Bedarf ein Spiel parametrierbar.

Bild 2.323 zeigt die Vorgehensweise zur allgemeinen Formulierung der Elemente zur Beschreibung hydraulischer Widerstände.

In Bild 2.324 ist der Algorithmus für ein Druckbegrenzungsventil beschrieben.

Die Element-Beschreibung für den einfach wirkenden Hydraulikzylinder (hydraulischmechanischer Wandler) findet sich in Bild 2.325 zu finden.



Bild 2.322 Element-Beschreibung für den Kugel-Gewindetrieb







Bild 2.324 Element-Beschreibung für (statisches) Druckbegrenzungsventil





Bild 2.325 Element-Beschreibung für einfach wirkenden Hydraulikzylinder (hydraulischmechanischer Wandler)

Mit Bild 2.326 (Wärmeleitung) und Bild 2.327 (Konvektion) sind Parametrierungsvarianten für *thermische Elemente* gezeigt.

Wärmeleitung - Wärmeleitun	g1 ?	× •	/ärmeleitung - Wärmeleitur	ng1	? ×
Parameter			Parameter		
Berechnen <u>m</u> it:	ebene Schicht]	Berechnen <u>m</u> it:	zylindrische Schicht	-
				Contraction of the second	с С
🔽 Datenbank verwenden			🔽 Datenbank verwenden		
W <u>e</u> rkstoff:	St 38]	W <u>e</u> rkstoff:	St 38	-
spez. Wärmeleit <u>k</u> oeffizient:	54.4 W/(m·K)]	spez. Wärmeleit <u>k</u> oeffizient:	54.4	W/(m·K)
<u>F</u> läche:	0 m² 💌]	<u>A</u> ußenradius:	0	m
	Flächenrechner		Innenradius:	0	m
<u>S</u> chichtdicke:	0 m 💌]	Zylinderlänge:	0	m
			Öffnungs <u>w</u> inkel:	0	rad 💌
Ergebnisgrößen			Ergebnisgrößen		
<u>T</u> emperaturdifferenz:	📃 🐹 🔽]	<u>T</u> emperaturdifferenz:		K 💌
innerer <u>W</u> ärmestrom:	📃 🗶 🔽]	innerer <u>W</u> ärmestrom:		w 💌
OK Ab	brechen <u>H</u> ilfe		OK At	brechen <u>H</u> ilfe	

Bild 2.326 Parametrierung von Elementen zur Wärmeleitung

freie Konvektion - Konvek	tion1	freie Konvektion - Konvektion1	<u>? x</u>
Körperlage Parameter E	rgebnisgrößen	Körperlage Parameter Ergebnisgrößen	1
Konvektionsfläche:	ebene Wand	Datenbank verwenden	
	Tk	Fluid:	I
	b APTIT	spezifische Wärmekapazität: 1007	J/(kg·K)
		Volumendehnungskoeffizient: 0.00342	1/K 💌
	"; gj	kinematische Viskosität: 1.513e-005	m²/s 💌
Paradanan mit	Paaktaakiijiiaha	Dichte: 1.19	kg/m³ 💌
Länge:		spezifische Wärmeleitfähigkeit: 0.02603	W/(m·K)
Breite:			
Neigungs <u>w</u> inkel:	0 rad 💌		
OK	Abbrechen Hilfe	OK Abbrechen <u>H</u> il	fe

Bild 2.327 Parametrierung von Elementen zur Konvektion

Transformator

An Knoten müssen im Rahmen der Modellierung Elemente angeschlossen und die Koordinaten der Elemente mit Knoten verbunden werden. Diese Regel stellt praktisch keine Einschränkung dar, da Knoten-Knoten-Verbindungen "verschmolzen" z.B.:

$$m_{ers} = m_i + m_{i+1}$$

und Element-Element-Verbindungen zusammengefasst z.B.:

$$1/c_{ers} = 1/c_i + 1/c_{i+1}$$

werden können.

Die Transformatoren – hier in Bild 2.328 am Beispiel des Hebels – übersetzen in der einen Richtung die Potenzialgrößen vom Knoten zum Element und in der anderen Richtung die Flussgrößen vom Element zum Knoten. So haben sie am einen Ende einen Knoten und am anderen Ende ein Element.





2.2.3.4.10.3 Strukturveränderlichkeit

In Abschnitt 2.2.3.4.6 haben wir für die positionsabhängige Realisierung der Wärmestromeinleitung und -übertragung in der thermischen Modellierung den Funktionalismus für die Strukturveränderlichkeit schon kennengelernt. Bild 2.329 ist der gleiche Modellierungsansatz für die positionsabhängige Dynamik der Stabachse eines Hexapoden gezeigt.



Bild 2.329 Positionsabhängige Modellstruktur der Stabachse unter ITI-SIM

2.2.3.4.10.4 Möglichkeiten und Beispiele für die Systemsimulation

Die folgenden Betrachtungen sollen, aufbauend auf der bisher in ihrem Grundcharakter gekennzeichneten Simulation und unter dem konzentrierten Blick auf die Ganzheitlichkeit der Systembehandlung, gewissermaßen zusammenfassend, einerseits die zwingende Notwendigkeit – Bild 2.330 – und andererseits die Möglichkeiten und Voraussetzungen für eine Systemsimulation behandeln.

Die in vielen - insbesondere den innovativen - technischen Systemen vorliegenden nichtlinearen Parameter- und Zustandsabhängigkeiten sowie die Existenz vermaschter und rückgekoppelter Strukturen begründen den Simulationsbedarf vom Charakter der Mixed-Model-Systemsimulation. Die sich gegenseitig beeinflussende Dynamik, beispielsweise mechanischer, antriebs- und regelungstechnischer, signalverarbeitender, mikrosystemtechnischer oder hydraulischer und pneumatischer Systembestandteile führt zu einem Komplexitätsgrad, der die Analyse und Bewertung des Gesamtsystems zwingend erfordert, Bild 2.331. Damit sind neue Ansprüche verbunden, denen sich heute die Entwicklungsingenieure mit ihren Arbeitsweisen ebenso stellen müssen wie die Anbieter von Simulationssoftware.







Bild 2.331 Modellobjekte und physikalische Domänen der Systemsimulation an WZM

Vom Spezialproblem zur Kooperation der Disziplinen zu gelangen stellt für die erfolgreiche Bearbeitung derartiger Systemlösungen eine der Grundvoraussetzungen dar. Mit der wachsenden Verbreitung und Leistungsfähigkeit der Rechentechnik wurden in den Fachgebieten der Mechanik, Antriebs- und Regelungstechnik, Elektrik und Elektronik, aber auch der Hydraulik leistungsfähige Berechnungs- und Simulationswerkzeuge entwickelt. Die kommerziell
verfügbaren Spezialsimulatoren decken im Wesentlichen die Breite der einzelnen Disziplinen ab und nutzen fachgebietsspezifische Beschreibungs- und Lösungsmöglichkeiten.

Blockorientierte Signalflussbeschreibungen (z. B. [SLNK], [MATR], [VSIM], [ITIS]) haben ihren Ursprung in der Regelungstechnik. Für die Simulation in der Elektrotechnik/Elektronik (z. B. [ITIS], [PSPC], [SABR], [ELDO]) und Hydraulik (z. B. [ITIS], [MOSI], [FLOW], [DSHP]) werden bauelemente- und geräteorientierte Schaltpläne zugrundegelegt. In der Antriebs-, Getriebe- und Fahrzeugtechnik (z. B. [ITIS], [DRES], [SIMP], [ARLA]) werden Modelle aufgestellt, die sich auf Baugruppen und Funktionselemente beziehen. Schließlich arbeiten die Mehrkörpersysteme (z. B. [ITIS], [ADAM], [DADS], [NUST]) mit geometrisch-funktionell orientierten Körper-Gelenk-Beschreibungen für die Kinematik.

Für die uns im Zusammenhang mit der Werkzeugmaschinenentwicklung interessierenden technischen Systeme existieren physikalisch bedingte Modellwelten sowie für deren Analyse typische Simulationswerkzeuge.

In der *Mechanik* sind dies:

- linear-elastische Stützstrukturen, wie z. B. Maschinengestelle, deren Schwingungsverhalten modalanalytisch mit z.T. sehr großen Finite-Elemente-Modellen (FEM) berechnet wird,
- nichtlinear-kinematische Systeme, wie z. B. Gelenkroboter, deren Kinematik und Dynamik über die Mehrkörpersystem-Beschreibung (MKS) simuliert werden kann, sowie
- aus diversen mechanischen Übertragungselementen, wie z. B. Riemen- und Zahnradgetrieben, Kupplungen, Zahnstangen-, Schnecken-, Gewinde- oder Kurbeltrieben, zusammengesetzte Antriebsstrukturen, deren dynamisches Verhalten über MKS oder durch die Berechnung bzw.Simulation an Modellen mit konzentrierten Elementen (KEM) ermittelt wird.
- Im Falle geregelter elektromotorischer Antriebskomponenten liegen diese Systeme bereits unteilbar in den Bereichen von Mechanik, Elektrik und Signalverarbeitung.

In den Bereich der *Elektrik* fallen:

- elektrische und magnetische Feldprobleme, die mit entsprechenden FEM-Systemen beschrieben und analysiert werden, sowie
- elektrische Netzwerke, welche mit linearen oder nichtlinearen Eigenschaften als KEM behandelt oder in blockorientierten Simulatoren (BLOR) abgebildet und gelöst werden können.
- Die Signalverarbeitung umfasst konventionelle analoge und digitale Reglerstrukturen, deren Analyse mit BLOR-Systemen erfolgt, wobei rein digitale Regler zunehmend PC-gestützt mit entsprechenden Software- Entwicklungssystemen (SES) definiert und simuliert werden, was in vollem Umfang für FUZZY-Regler gilt.

In der Hydraulik und Pneumatik sind:

• geräteorientierte Schaltpläne die übliche Entwurfsgrundlage, welche weitestgehend von den Modelldarstellungen der KEM- und BLOR-Simulatoren unterstützt wird.

Die bekannten Spezialsimulatoren (FEM, MKS, KEM, BLOR, SES) nutzen jeweils eine Modellbeschreibung, die eng an das jeweilige Fachgebiet gebunden ist. Außerdem kann man für die Lösungsverfahren das jeweils typische Systemverhalten der Branche voraussetzen, wovon man sich i. a. Vereinfachungen erhofft. Natürlich ist, unabhängig vom Vermögen jeder Software, sowohl für die problemgerechte Modellierung als auch für die sachgemäße Interpretation und Bewertung der Ergebnisse die Erfahrung des Spezialisten der entsprechenden Disziplin erforderlich. Vor dem Hintergrund komplexer werdender Systeme und dem Zwang zu ganzheitlicher Verhaltensbewertung besteht der dringende Bedarf an einer Software-Unterstützung der erforderlichen Kooperation zwischen den verschiedenartigen Disziplinen. Dieser Bedarf erstreckt sich sowohl auf die Akzeptanz bereits etablierter Arbeitsweisen und Abläufe hinsichtlich sinnvoller Spezialisierung und Arbeitsteilung als auch auf die Schaffung kooperativer Strukturen, die ganzheitliches Denken, gegenseitiges Verstehen und damit die Wahrnehmung der Systemverantwortung ermöglichen.

Die Konzepte und Probleme der Systemsimulation sollen folgend etwas eingehender betrachtet werden. Die berechtigte Freude über die teilweise recht anwenderfreundliche Gestaltung der einzelnen Spezialsimulatoren wird zunehmend durch die Konsequenzen getrübt, die sich aus der Erkenntnis ergeben, dass die jeweilige Spezialdisziplin in der Regel eben nur einen Teil des Systems abbildet. Zur Behandlung der im Gesamtsystem komplex verkoppelten unterschiedlichen physikalischen Wirkbereiche und Verhaltensgrößen sind gegenwärtig lediglich Teilaspekte in der Diskussion. So gibt es Konzepte und Implementationen zur Kopplung von verschiedenen Spezialsimulatoren sowie zu Ex- und Import von Modell-Code zwischen Modellbeschreibungs- und Simulationssystemen.

Bild 2.332 veranschaulicht Möglichkeiten zur Systemsimulation für Teilmodelle mit verschiedenen Domänen, z.B. für mechanische, antriebstechnische, regelungstechnische und prozessbeschreibende Modellbestandteile, wie es für die virtuelle Werkzeugmaschine typisch ist.



Bild 2.332 Möglichkeiten zur korrekten Systemsimulation bei Teilmodellen verschiedener Domänen

Die *Co-Simulation* ist eine Online-Simulator-Kopplung (Simulator-Backplane) und charakterisiert durch zwei, in der Regel unterschiedliche, komplette Simulatoren, bestehend aus Modellierer und Integrator, die synchronisiert ihre berechneten Zustandsgrößen austauschen, sodass die Ausgangsgrößen des einen Simulators die Eingangsgrößen des anderen Simulators bilden und umgekehrt . Gewöhnlich läuft die Co-Simulation mit konstanter Integrationsschrittweite, dabei bestimmt das Teilmodell mit der größten Grenzfrequenz die gemeinsame Schrittweite. Probleme können sich ergeben, wenn die zwei Modelle stark unterschiedliches dynamisches Verhalten haben. Häufig benötigt die Co-Simulation deutlich längere Rechenzeiten als beispielsweise die Multi-Domäne-Simulation.

Die *Modell-Code-Migration* ist eine effektive Methode, um Modelle einer Simulationsumgebung als abarbeitungsfähigen Code in das Modell eines anderen Simulators zu integrieren und unter diesem zu simulieren. Dazu müssen eine Schnittstelle zur Modellcodeübergabe und ein Formalismus zur Einbettung existieren. In MATLAB/Simulink leistet das beispielsweise die *s-function*.

Die *Dynamische Modell-Reduktion* kann zur Anwendung kommen, wenn der eigentlich nichtlineare und simulationsrelevante Systembestandteil von einem, zwar dynamisch gekoppelten, in seinem Verhalten jedoch linearen und zumeist recht großen "Restsystem" umgeben ist. Eine simultan gekoppelte FEM-Rechnung für das große lineare Teilsystem ist jedoch aus mehreren Gründen unzweckmäßig. Zum einen wären exorbitante Rechenzeiten und die Gefahr steifer Systeme die Folge. Zum anderen interessiert für die Simulation vom gesamten Umfang des großen linearen Teilsystems lediglich das dynamische Verhalten weniger ausgewählter Freiheitsgrade, nämlich nur die Koppelkoordinaten zwischen nichtlinearem und linearem Teilmodell - und da auch nur in einem begrenzten Frequenzspektrum. Abhilfe schafft hier die Dynamische Modell-Reduktion [13]. Auf der Grundlage der ohnehin meist bereits vorliegenden statischen und dynamischen FEM-Ergebnisse erfolgt entweder eine quasistatische Modell-Reduktion an den Systemmatrizen oder besser eine vollwertige dynamische Reduktion über die Modalparameter des FEM-Systems. Mit den so erhältlichen Parametern wird ein Koppelelement spezifiziert, das in das Simulationsmodell aufgenommen wird und die gesamte interessierende Dynamik der FEM-Struktur abbildet.

Die *Multi-Domäne-Simulation* – auch als Mixed-Model-Simulation (MMS) bezeichnet – bietet als "echte" Systemsimulation die Möglichkeit, Modelle aus unterschiedlichen Fachdisziplinen in den jeweils üblichen Beschreibungsformen abzubilden und zu berechnen [13]. Es sei hier zunächst betont, dass keine der angeführten Methoden Ausschließlichkeit beanspruchen kann, sondern stets die konkrete Aufgabe über die Wahl des Verfahrens bzw. zweckmäßiger Kombinationen entscheidet. So dürfte es wenig sinnvoll sein, Modellwelten gänzlich unterschiedlicher Beschreibungs- und Lösungsbasis in einem Simulator vereinen zu wollen.

Nachfolgend soll am Beispiel des Gantry-Antriebs des Querträgers einer Laserschneidanlage die effektive Systemsimulation von Antriebsmechanik, Strukturdynamik und Signalverarbeitung demonstriert werden. Bild 2.333 zeigt die Vorgehensweise zur Berücksichtigung der Strukturdynamik des Querträgers über das modale Ersatzsystem. In Bild 2.334 ist die Modellstruktur der linear elastischen Baugruppe des Querträgers dargestellt. Die Ergebnisse der linearen dynamischen Strukturanalyse (Schwingungsformen und Modalparameter) sind in Bild 2.335 zu sehen. Bild 2.336 zeigt die objektorientierte Modellstruktur des Gesamtsystems. Bild 2.337 und Bild 2.338 stellen die Simulationsergebnisse für die Gantry-Achse bei Kreisfahrt um verschiedene Positionen.









Modellstruktur der linear elastischen Baugruppe des Querträgers

-	Zusammenbau.lap:4	- Ergebnisdarstellung			🚽 Zusammenbau-2.01.lap:5 - Schwingform-Animation
Γ	Medalparameter	Quarträgari			·
	Figenwertordnung	Figenfrequenz	Ahklingkonstante	Modaler	
L	Ligenweitoranang			iviouale.	
L	1	UHZ	ι U	. U	
L	2	0 Hz	0	0	
[``	3	0 Hz	0	0	
	4	0 Hz	0	0	
	5	0 Hz	0	0	
	6	0 Hz	0	0	
	7	81,9636 Hz	0,6437407	0,0012	
	8	116,164 Hz	0,91235144	0,0012	
	9	220,83 Hz	1,7343913	0,0012	
	10	254,467 Hz	1,9985774	0,0012	
	11	260,057 Hz	2,0424841	0,0012	
	12	395,116 Hz	3,1032313	0,0012	
	13	397,946 Hz	3,1254642	0,0012	
	14	403,257 Hz	3,1671764	0,0012	
	15	511,205 Hz	4,014995	0,0012	
	16	515,014 Hz	4,0449124	0,0012	
1	17	598 974 Hz	4 7043294	: 0.0012	▼ ▼
-					





Bild 2.336 Objektorientierte Modellstruktur des Gesamtsystems unter ITI-SIM





Simulationsergebnisse der Gantry-Achse





Neben den vier beschriebenen Verfahren zur Systemsimulation bei Teilsystemen aus unterschiedlichen physikalischen Domänen, existieren noch Methoden, welche es erlauben das Problem zumindest näherungsweise zu lösen. In Bild 2.339 sind die zwei gebräuchlichsten davon schematisch dargestellt.

Die *Iterative Kopplung* stellt eine Offline-Kopplung zweier Simulatoren dar. Dabei absolviert der eine Simulator eine vollständige Simulation mit geschätzten Anfangswerten für das Teilmodell. Die Ergebnisse werden dann dem zweiten Simulator als Anfangswerte für sein Teilmodell übergeben. Die damit am zweiten Simulator erhaltenen Simulationsergebnisse werden nun wieder als verbesserte Anfangswerte übergeben. Diese iterative Vorgehensweise wird solange fortgesetzt, bis ein Konvergenzkriterium erfüllt ist .



Bild 2.339 Möglichkeiten zur näherungsweisen Systemsimulation bei Teilmodellen verschiedener Domänen

Das *Black-Box-Ersatzsystem* ist ein Verhaltensmodell und in seiner Vorgehensweise der experimentellen Praxis entlehnt. Dabei wird das isolierte spezifische Teilsystem mit einem geeigneten Spezialsimulator modelliert und für definierte Eingangsgrößenvariationen berechnet. Die Ergebnisse werden anschließend in gegebenenfalls mehrdimensionalen Kennfeldbeschreibungen verdichtet und als Ersatzelement in das Simulationsmodell des Gesamtsystems aufgenommen. Das Verfahren setzt voraus, dass die Simulation am Teilsystem die Eingangsgrößen für das Gesamtsystem ausreichend abdeckt.

Bild 2.340 ordnet die Möglichkeiten zur Systemsimulation nach ihren Eigenschaften.

Die vorgenannten Simulatorkopplungen dienen der Systemsimulation bei Teilsystemmodellen verschiedener Domänen. Die folgend beschriebenen Simulatorkopplungen verbinden einen Simulator mit Hard- bzw. Software. Wesentliche Zeiteinsparungen im KEP durch Parallelisierung von Entwicklungs-, Test- und Inbetriebnahmearbeiten können nicht realisiert werden, da diese Arbeiten an eine Reihenfolge gebunden sind. So kann beispielsweise eine Steuerung als Hardware erst erprobt werden, wenn die Steuerungssoftware vorliegt. Diese wiederum kann erst getestet werden, wenn die zu steuernde Strecke aufgebaut ist. Hier sollen Hardware- bzw. Software-in-the-Loop Abhilfe schaffen .



Bild 2.340 Eigenschaften der Möglichkeiten zur Systemsimulation

Mit *Hardware-in-the-Loop* (HiL) bezeichnet man ein Szenario, bei dem eine materielle Komponente in einer simulierten Anwendungsumgebung getestet wird. Bei *Software-in-the-Loop* (SiL) wird die entwickelte Steuerungssoftware an der simulierten zu steuernden Strecke getestet. Bild 2.341 veranschaulicht die beiden Methoden.



Bild 2.341 Software- und Hardware-in-the-Loop

2.3 Methoden der Verhaltensanalyse

Berechnungs- und Simulationsergebnisse beantworten in der Regel die Aufgaben- und Problemstellung nicht direkt, sondern müssen zuvor noch aufbereitet und analysiert werden. Die gebräuchlichsten Analysemethoden sind die Bewertung, die Sensitivitätsanalyse und die Optimierung.

2.3.1 Bewertung

Die Bewertung erfolgt zumeist über Kenngrößen und im Vergleich.

2.3.1.1 Einzelne Kenngrößen eines Verhaltensbereiches

Bild 2.342 zeigt für jeden Verhaltensbereich Beispiele für Bewertungskenngrößen.



Bild 2.342 Beispiele für Kenngrößen aus den Verhaltensbereichen

In Tabelle 2.15 sin	id am Beispiel	von (Genauigkeitskenngrößen	ihre	Ursachen,	Erfassung,
Aufbereitung und A	ussagen zusan	nmeng	gestellt.			

Fehlerursachen	Spindelsteigungsfehler	Einzelachsfehler, Winkel- fehler zwischen Achsen	Gesamtes Genauig- keitsverhalten von Ma- schine und Prozess
Fehlerwirkung	an Einzelachse	am Achsverbund	am Werkstück
geeignete Messbahn	Gerade (1D)	Für einfache Kinematiken: ebene Kreisbahn (2D)	Werkzeugbewegung im NC-Programm (3-5D)
Messsystem	diskontinuierlich mit Laserinterferometer	quasikontinuierlich mit DBB,KGM	Fertigung Prüfwerkstück
Datenaufbereitung	glätten	beschneiden, glätten, FFT	Vermessung Prüfwerk- stück auf KMM

Genauigkeitskenngrößen	Positionierabweichung, Umkehrspiel	Kreisumkehrspanne, Kreisformabweichung, Radialabweichung	Form-, Maß- und Lage- abweichung am Werk- stück
Aussage/Nutzen	Bewegungsgenauigkeit der Einzelachse in Achs- richtung	Hinweise auf Fehlerursa- chen, Bewegungsgenau- igkeit zweier interpolierter Achsen	Fertigungsgenauigkeit der Maschine unter realen Bedingungen

Tabelle 2.15 Beispiele aus der Kinematik

2.3.1.2 Mehrere Kenngrößen eines Verhaltensbereiches

Sollen die relevanten Verhaltenseinflüsse auf das drei- bis fünfdimensionale Bearbeitungsergebnis bewertet werden, so müssen aus den eindimensionalen mehrdimensionale Kenngrößen gebildet werden, wie Bild 2.343 an Beispielen der Statik demonstriert.

Beispiele aus der Statik:



Bild 2.343 Beispiele zur "Verdichtung" der Steife

Die Untersuchung des Einflusses der statischen Bearbeitungskräfte auf die Konturfehler führt zur quantifizierbaren Forderung nach hohen und möglichst gleichen Hauptsteifigkeiten an der Schnittstelle von Werkstück und Werkzeug. Dieses scheinbar triviale Ergebnis bereitet jedoch bei einer allgemeingültigen Umsetzung in Gestaltungs- und Dimensionierungsforderungen an die Gestellbaugruppen erhebliche Schwierigkeiten. Die Probleme resultieren einerseits aus der Vielfalt möglicher Bauformen und -größen, Achsaufteilungen und funktioneller Randbedingungen sowie aus wesentlichen Zusatzforderungen, wie beispielsweise nach wirtschaftlichem Materialeinsatz und geringer Aufstellfläche und andererseits aus dem numerischen Charakter der zugrundezulegenden Steifigkeits- bzw. Verformungsberechnungen. Praktisch wird aufgrund dieser Schwierigkeiten von allgemeingültigen Aussagen zu den Hauptabmessungen der Gestellbaugruppen gänzlich Abstand genommen und statt dessen werden für ein konkretisiertes Gestellkonzept mit den Methoden numerischer Variantenvergleiche und Optimierungsverfahren die Abmessungsrelationen der Gestellbaugruppen festgelegt. Ein solches Vorgehen kann jedoch nicht darüber hinwegtäuschen, dass für die entscheidende Konzeptphase - nämlich die Beantwortung der Fragen nach den Abhängigkeiten von Bauform und Baugröße sowie nach der Aufteilung der Vorschubachsen unter Beachtung des Einflusses der Lage der Führungen zum Arbeitsraum - kaum handhabbare Entscheidungshilfen vorliegen. Damit werden wesentliche Entscheidungen zu den produktivitäts- und genauigkeitsbestimmenden Finaleigenschaften des Erzeugnisses weitgehend traditionellen Vorstellungen oder subjektiv empfundenen Trendentwicklungen überlassen.

Das zwischen der Erzeugung möglicher Aufbauvarianten und der optimalen Dimensionierung ausgewählter Gestellstrukturen klaffende "Loch" im Ablauf der Entwicklung ist nicht formal durch eine Erhöhung der an dieser Stelle gebundenen Datenverarbeitungskapazität schließbar, sondern bedingt inhaltliche Überlegungen zum methodischen Vorgehen und zu adäquaten Modellvorstellungen. Am Beispiel von Bohr/Fräswerken der bewährten Ein- und Zweiständer-Ausführungen sollen daher einfache Untersuchungsmöglichkeiten für die Grundzusammenhänge von Bauform und -größe auf die Volumen-Steifigkeitsrelationen im Hinblick auf die statischen Konturfehleranteile vorgestellt werden.

Beschreibµngsgrößen für die Gestellabmessungen

Ausgehend von einem repräsentativen Teilesortiment, ergibt sich neben den technologischen Forderungen die notwendige Arbeitsraumgröße der zu konzipierenden Maschine. Damit liegen im wesentlichen die baugrößenbestimmenden Abmessungen und Orientierungen der Verfahrwege fest. Es erscheint nun zweckmäßig und gerechtfertigt, einer der Vorschubachsen in ihrem Einfluss auf die Gestellabmessungen einen Vorrang einzuräumen. Für die im Bild 2.344 dargestellte Einständerbauform in Kreuzschieberausführung ist dies die Verstellachse des Kreuzschiebers y, die unmittelbar die Bettlänge L_B und die Auskragung des Spindelstockes vor dem Ständer L_A festlegt. Entsprechend wird die mit Bild 2.345 veranschaulichte Zweiständerbauform durch die Spindelstock-Verfahrlänge auf dem Querträger y charakterisiert, welche direkt die Querträgerlänge L_Q , den Abstand der Seitenständer sowie die Bettbreite B_B bestimmt. Werden weiterhin für die unterschiedlichen Baugrößen geometrisch ähnliche Arbeitsräume zugrunde gelegt, so können die einzelnen Verfahrwege in festen Verhältnissen zum Bezugsverfahrweg y ausgedrückt werden, und y kennzeichnet unmittelbar die Baugröße. Mit y als Baugröße gilt:



$$x = \eta y;$$
 $w = \omega y;$ $z = \xi w = \xi \omega y.$

Bild 2.344 Bewertung alternativer Strukturen: Problemstellung – Einständerstruktur

Abmessungsverhältnisse:

 $y_0/y = 0.3$ I/z = 2.0 $H_B/h = 0.55$ $B_B/x = 1.2$ $H_S/y = 1.4$ $B_S/H_S = 1.3$ Neben den Verfahrwegverhältnissen (η, ω, ξ) ergeben sich weitere, in Bild 2.344 und Bild 2.345 angeschriebene, aus den funktionellen Zusammenhängen begründbare, bauformspezifisch feste Abmessungsverhältnisse f, beispielsweise für die Überlaufwege oder aus günstigen Breiten-Längen-Relationen für geführte Baugruppen. Sofern diese Abmessungsverhältnisse unabhängig von der Baugröße für eine Bauform nicht konstant sind, so ist doch ihre Variationsbreite praktisch vernachlässigbar.

Die folgenden Größen gelten für sowohl für die Einständer-Struktur nach Bild 2.344 als auch für die Zweiständer-Struktur nach Bild 2.345.

Verfahrwegverhältnisse:	x/y = 1,5 $w/y = 1,0$ $z/w = 0,5$
Grundgrößen:	Bedienhöhe $h = 1000 \ mm$
	Wanddicken: $s = 20 mm$
	Werkstoff: $E = 10^5 N/mm^2$

Die Abmessungen L_S , L_B , H_S , H_B , B_S , B_B , I, L_A , L_Q , L_{AB} , L_{AL} , B_Q sind als Abhängige darstellbar.



Abmessungsverhältnisse:

 $y_0/y = 0.1; B_Q/H_Q = 0.4 H_B/h = 0.55; H_Q/z = 1.2; T_Q/B_Q = 2.2; B_Z/H_Q = 1.0$ $T_S/D = 1.5; H_B/h = 0.7; D/z = 0.3; B_S/y = 0.7; H_S/B_S = 1.3$

Bild 2.345 Bewertung alternativer Strukturen: Problemstellung - Zweiständerstruktur

Werden schließlich aus ergonomischen Gründen die Bedienhöhe h, das heißt der Abstand von Stand- zu Aufspannfläche, sowie aus Gründen der Modellvereinfachung die Wandstärken s der ersetzenden Bauteilquerschnitte als konstante Grundgrößen eingeführt, so verbleiben nach dem Anschreiben aller funktionell und geometrisch gegebenen Abhängigkeiten für die beiden dargestellten Bauformen neben der Baugröße *y* nur noch die Hauptabmessungen der Ständerquerschnitte H_S und B_S als Variable, zweckmäßig als Verhältnisse notiert. $\kappa_S = H_S/y$; $\beta_S = B_S/H_S$ bzw. $\tau_S = B_S/y$; $\delta_S = H_S/B_S$

Mit einem derartigen Vorgehen werden alle für die Berechnung der Volumen-Steifigkeits-Beziehungen relevanten Gestellabmessungen auf die Baugröße und die Querschnittsverhältnisse am Ständer reduziert, wodurch die angestrebten Untersuchungen einfach und übersichtlich werden.

Berechnung der Volumen-Steifigkeits-Relationen am Gestell

Zur Berechnung der Volumen- und Nachgiebigkeitsanteile der Hauptbaugruppen des Gestells werden einfachste Modellvorstellungen benutzt. Es werden kastenförmige Bauteile mit dünnwandig geschlossenem Rechteckquerschnitt zugrunde gelegt. Für die Verformungsberechnungen werden elastische Balken- und starre Transformationselemente verwendet, Bild 2.346.



Bild 2.346 Modellelemente zur Verformungsberechnung

Die interessierenden Belastungen und Verformungen treten an der Wirkstelle, das heißt relativ zwischen Werkstück und Werkzeug, auf.

Infolge der Beschränkung auf die Grundtendenzen des Dimensionierungsproblems werden starke Vereinfachungen - insbesondere bezüglich des Schub- und Torsionsverhaltens - vorausgesetzt, welche eine geschlossen analytische Darstellung der Zusammenhänge gestatten. Für die Durchführung der Berechnungen ist es ausreichend, die beiden im Bild 2.346 dargestellten Grundelemente verfügbar zu haben, wobei von den bekannten Elementnachgiebigkeiten (Einflusszahlen) des Balkens $[N]_E$ ausgegangen wird.

Unter den Elementbelastungen $\{F\}_E$, welche mit $\{F\}_E = [a]^T \{F\}$

aus den globalen Lasten{*F*} erhältlich sind, ergeben sich die Elementverformungen zu $\{x\}_E = [N]_E \{F\}_E$. Diese werden dann durch $\{x\} = [a] \{x\}_E$ in die globalen Koordinaten transformiert. Daraus folgt $\{x\} = [a][N]_E[a]^T \{F\}$ als Verformungsanteil des Elementes an der globalen Belastungsstelle. Für das im Bild 2.346 *(unten)* dargestellte Element ist neben der Verwendung zweier Belastungs-Verformungs-Knoten eine zusätzliche Transformation der Randbedingungen durchzuführen.

Im konkreten Berechnungsablauf werden die in den Strukturen von Bild 2.346 enthaltenen Elemente nacheinander, entsprechend Art, Abmessungen und Lage durch Aktualisierung der formalen Parameter der Grundelemente abgearbeitet und liefern somit die Anteile, der Schnittstellenverformung. Ein solches Vorgehen ist ohne Schwierigkeiten auf statisch bestimmte Strukturen anwendbar, sichert die Überschaubarkeit der Beziehungen und kommt durch Umgehung größerer Matrizenoperationen mit einfachindizierten Größen aus.

Bei Verwendung von aufeinanderfolgenden Einheitsbelastungen an der Wirkstelle sind durch Summation der elementbedingten Verformungsanteile die Nachgiebigkeiten an den Wirkstellen

$$N_{xx} = x_x/F_x; N_{yx} = N_{xy}; N_{zx} = N_{xz}N_{xy} = x_x/F_y; N_{yy} = y_y/F_y$$

 $N_{zy} = N_{yz}; N_{zx} = x_z/F_z; N_{yz} = y_z/F_z; N_{zz} = z_z/F_z$

erhältlich.

Diese, das Verformungsverhalten der Struktur charakterisierenden, Kenngrößen sind für einen definierten Arbeitsraum neben den Variablen nun noch von den Bauteilstellungen, das heißt der konkreten Lage der Wirkstelle im Arbeitsraum, abhängig.



Bild 2.347 Bewertung alternativer Strukturen: Problematik bei der Formulierung von Bewertungsgrößen

Bild 2.347 veranschaulicht das Problem der Zusammenfassung mehrerer Kennwerte zu einem Bewertungskennwert am Beispiel der richtungs- und positionsabhängigen Wirkstellensteifigkeit.

Wird zunächst der Wirkstellenlage in der Mitte des Arbeitsraumes, das heißt für die Mittelstellung aller Vorschubachsen, die höchste technologische Repräsentanz zugebilligt, so verbleibt das Problem der gleichzeitigen Beurteilung von sechs Nachgiebigkeitskennwerten. Zur Reduktion auf einen aussagefähigen Kennwert soll daher eine technologisch sinnvolle Vergleichsnachgiebigkeit definiert werden.

$$N_{Verg} = \sqrt{\left(\left(\gamma_{Bo} \left(N_{xz}^2 + N_{yz}^2\right) + \gamma_{Fr} \left(N_{xx}^2 + 2N_{xy}^2 + N_{yy}^2\right)\right)\right) / (\gamma_{Bo} + \gamma_{Fr})}$$
(2.87)

Dabei stellen γ_{Bo} und γ_{Fr} die Wichtungsfaktoren für die anteilmäßige Bohr- und Fräsbearbeitung dar.

Gleichung (2.87) lässt sich für die mit Bild 2.344 gegebenen Strukturbedingungen wesentlich vereinfachen. Infolge des Zusammenfalls von Hauptachsen- und Maschinenkoordinaten gilt für die Einständerbauform exakt und für die Zweiständerausführung näherungsweise $N_{xy} = 0$. Weiterhin folgt aus den praktischen Steifigkeitsverhältnissen und dem Strukturaufbau $N_{xz} \approx 0$ für die Einständerbauform und $N_{yz} \approx 0$ für die Zweiständerbauform. Wird schließlich vereinfachend $\gamma_{Bo} = \gamma_{Fr}$ gesetzt, dann wird aus (2.87) Für die Einständerbauform folgt damit

$$N_{Verg} = \sqrt{\left(N_{xx}^2 + N_{yy}^2 + N_{yz}^2\right)/2}$$
(2.88)

und für die Zweiständerbauform

$$N_{Verg} = \sqrt{\left(N_{xx}^2 + N_{yy}^2 + N_{xz}^2\right)/2},$$
(2.89)

beziehungsweise die reduzierte Steifigkeitskenngröße $C_{xyz}^{w/2} = 1/N_{Verg}^{w/2}$. (Der Exponent *w*/2 soll auf die Mittelstellung aller Bauteillagen verweisen.)



Bild 2.348 Bewertung alternativer Strukturen: Verdichtete und gewichtete Steifigkeit

Für die folgenden Parameteruntersuchungen soll stets ein Arbeitsraum mit den Verfahrwegverhältnissen $\eta = 1.5$; $\omega = 1.0$ und $\xi = 0.5$ zugrunde gelegt werden.

Eine eingehendere Variablendiskussion liefert die günstigen Abmessungsverhältnisse $\kappa_S = 1,4$; $\tau_S = 0,7$ bzw. $\beta_S = 1,3$; $\delta_S = 1,3$ für welche die folgenden Untersuchungen durchgeführt wurden. Bild 2.348 (*links*) zeigt für Ein- und Zweiständerausführung den Einfluss der Stellung von Spindelstock bzw. Querträger, das heißt die Abhängigkeit der Verformungskenngrößen von der *w*-Fahrt.

Die Zweiständerbauform weist vor allem unter Fräsbelastung einen großen Einfluss der Querträger-Höhenstellung aus. Im mittleren bis oberen Arbeitsbereich der *w*-Achse liefert die Zweiständerausführung praktisch über dem gesamten Baugrößenspektrum keine Vorteile gegenüber dem Einständer im reduzierten Steifigkeitsverhalten. Die aus dem Einfluss der *w*-Stellung folgende Varianz der dem Bauformvergleich zugrunde- gelegten Steifigkeitskenngrößen führt zum Verwischen des baugrößenabhängig begründbaren Überganges von der einen zur anderen Bauform. Es soll daher im weiteren eine technologische Wichtung der *w*-Stellungen vorgenommen werden. Zum Beispiel wird für N_{xx} folgen

$$N_{xx}^m = (\sum_i \gamma_i N_{xx}^l) / (\sum_i \gamma_i)$$

mit i = 1 für die untere *w* -Stellung, i = 2 für die Mittelstellung sowie i = 3 für die obere *w* -Stellung und $\gamma_1 = 0,3$; $\gamma_2 = 0,5$ und $\gamma_3 = 0,2$ verwendet. Die derart gewichteten Nachgiebigkeiten werden zur Berechnung der Steifigkeit C_{xyz}^m verwendet.



Bild 2.349 Bewertung alternativer Strukturen: Maximum des Steifigkeits-Volumen-Verhältnis

Bild 2.349 *(rechts)* zeigt die entsprechenden Steifigkeits-Volumen-Verhältnisse über der Baugröße. Die Darstellung liefert durch die Verwendung günstiger Ständerabmessungsverhältnisse und die Berücksichtigung des Einflusses der *w*-Stellung eine Einschränkung und Verschiebung des Übergangsbereiches von Ein- und Zweiständerbauformen zu Baugrößen 400 mm < y < 600 mm. Im Bild 2.349 *(links, unten)* ist die Häufigkeit real ausgeführter Ein- und Zweiständerbauformen über der Baugröße aufgetragen. Demnach bestätigt auch die Praxis den Übergang der Bauformen in der Nähe y = 500 mm.

2.3.1.3 Mehrere Kenngrößen aus verschiedenen Verhaltensbereichen

Die Praxis bei der Entwicklung der Werkzeugmaschinen ist gekennzeichnet von dem Streben mehrere Ziele, die sich häufig auch noch widersprechen, zu erreichen. Dabei sollen die geometrisch-kinematischen und die thermisch bedingten Fehler minimal sowie die statischen und dynamischen Steifigkeiten maximal werden. Und das bei minimalen Volumen, Aufstellfläche und Aufwand sowie bei maximaler Leistungsauslastung und Antriebsdynamik. Die Bewertung so breit gestreuter Forderungen mit Kenngrößen ist nicht zielführend, ganz zu schweigen von den Schwierigkeiten, den Aufwand objektiv zu bemessen. Bild 2.350 veranschaulicht, wie komplex sich bereits die Bewertung der statischen und dynamischen Eigenschaften darstellt.

Typische Ziele einer Gestaltung (Struktur, Dimension):Verformung minimal oder zumindest begrenzt : $f_k < f_{k0}$ Niedrigste Eigenfrequenz maximal oder zumindest begrenzt : $\omega_1 > \omega_{10}$ Masse bzw. Volumen minimal oder zumindest begrenzt : m bzw. V < m₀ bzw. V₀

```
Typische Restriktionen einer Gestaltung (Struktur, Dimension):
Abmessung begrenzt bzw. gestuft bzw. fix : L<sub>i</sub> < oder > L<sub>i0</sub> bzw. L<sub>i</sub> = (L<sub>i1</sub>, ..., L<sub>in</sub>) bzw. L<sub>i</sub> = L<sub>i0</sub>
Fläche bzw. Teilvolumen begrenzt : A<sub>i</sub> < A<sub>i0</sub> bzw. V<sub>i</sub> < V<sub>i0</sub>
```

Bild 2.350 Ziele und Restriktionen bei der Gestaltung aus den Bereichen Statik und Dynamik

2.3.2 Sensitivitätsanalyse

Die Sensitivitätsanalyse ist eine Vorstufe bzw. der erste Schritt einer deterministischen Optimierung. Im Zusammenhang mit der optimalen Dimensionierung identifiziert die größte Parametersensitivität (analytisch: $\alpha_{ij} = \delta V_i(P) / \delta(P_j)$; numerisch: $\alpha_{ij} \approx \Delta V_i(P) / \Delta P_j$ die Suchrichtung. Um die Vergleichbarkeit zwischen den Parametersensitivitäten für unterschiedliche Parameter sicher zu stellen, muss die Parameterdifferenz

$$\Delta P_j = \varepsilon \big(P_{j,Max} - P_{j,Min} \big)$$

relativ gesetzt werden. ε steht für den Prozentsatz.

2.3.3 Optimierung

Während der Umgang mit den Kenngrößen im Rahmen der Bewertung und der Sensitivitätsanalyse offen für manuelle Eingriffe ist, müssen in der Optimierung alle Zielfunktionsanteile, Restriktionen und Bedingungen exakt festgelegt werden. Da die Ziele und die Bedingungen oft kaum beschreibbar und gegensätzlich sind, liefern die Optimierungsergebnisse häufig unkontrollierbare Kompromisse, wenn die Optimierungsmodelle nicht der Aufgabenstellung entsprechen. Es sei hier ausdrücklich davor gewarnt, in der Optimierung das Allheilmittel gegen fehlendes Fachwissen, Konstruktionserfahrung und mangelnde Kreativität zu sehen. Die Optimierung setzt für ihre erfolgreiche Anwendung gerade erhebliches Wissen voraus, um die sinnvollen Einsatzgebiete zu identifizieren und zu beschreiben. Das Bild 2.351 stellt Merkmale des Optimierungsmodells zusammen.



Bild 2.351 Merkmale des Optimierungsmodells



Bild 2.352 Optimierungsverfahren aus Modellsicht

Kontinuum

 $\sigma_R = M(x)/W_R = 6F_x/(bh^2); \quad h(x) = \sqrt{(6F_x/(\sigma_R b))h_0} = h(l) = \sqrt{(6Fl/(\sigma_R b))}$ $h(x) = h_0\sqrt{(x/l)}$



Bild 2.353 Träger gleicher Randspannung





2.3.3.1 Parameteroptimierung

Das Problem der Dimensionierung statisch und dynamisch beanspruchter Baugruppen besteht in der Wahl solcher Abmessungen, die für die Gesamtstruktur eine Erfüllung der in der entsprechenden Anforderungsliste fixierten statischen und dynamischen Verhaltensforderungen garantieren. Sollen im Rahmen der Dimensionierung zusätzlich ökonomische Aspekte Berücksichtigung finden, so gelangt man vielfach zu einer Optimierungsaufgabe. Es sind dann z.B. die Verhaltensforderungen über die Abmessungen der Struktur mit einem Aufwandsminimum zu realisieren. Aber auch ohne die Hinzunahme derartiger Zielstellungen kann die Dimensionierung eine Optimierung erfordern, wenn einzelne Abmessungen von gegenläufigem Einfluss auf verschiedene interessierende Verhaltensgrößen sind.

Das Optimierungsproblem der Dimensionierung lässt sich in eine mathematische Optimierungsaufgabe überführen, sofern der Aufbau eines mathematischen Modells zur Formulierung von Zielfunktion und Restriktionen in Abhängigkeit von den Variablen möglich ist, Bild 2.355.



Bild 2.355 Modellebenen der Parameteroptimierung

Hierfür erweist sich das Balkenmodell als besonders geeignet, da damit bei relativ geringem Modellierungs- und Berechnungsaufwand die Zusammenhänge von Kosten- bzw. Werkstoffeinsatz sowie statischen und dynamischen Verhaltensgrößen einerseits und konstruktiven Abmessungsgrößen andererseits funktionell dargestellt werden können. Zudem entspricht das Balkenmodell am besten dem geometrisch-strukturellen Abstraktionsgrad für die Dimensionierung der grobgestalteten Entwurfsvarianten.

Bei der Überführung des Dimensionierungsproblems in eine mathematische Optimierungsaufgabe werden den Problemgrößen der Aufgabenstellung der Dimensionierung die Bestandteile des mathematischen Optimierungsmodells: Zielfunktion, Variable und Restriktionen zugeordnet. Mit der Zielfunktion wird das Kriterium formuliert, nach welchem die Variablen optimal gewählt werden sollen. Für die Dimensionierung besteht hier das Ziel des Kostenminimums oder der Realisierung von extremen Verhaltensforderungen. Der Zusammenhang von Zielfunktion, Variablen und Restriktionen wird durch das mathematische· Optimierungsmodell realisiert. Die Bestimmung der optimalen Variablenwerte erfolgt durch die Minimierung der Zielfunktion. Da sowohl die Kosten als auch die Verhaltensgrößen nichtlinear von den Abmessungen abhängig sind, handelt es sich bei der optimalen Dimensionierung um eine Aufgabe der Nichtlinearen Optimierung. Zur Schaffung der theoretischen und praktischen Voraussetzungen für die optimale Dimensionierung der Gestellbaugruppen von Werkzeugmaschinen bedarf es einer Reihe grundsätzlicher Betrachtungen zu den Problemen der Gestaltung der Zielfunktion und der Auswahl des Suchverfahrens. Folgend sollen die wesentlichsten Aspekte dieser Probleme erörtert werden.

Das Grundprinzip einer Optimierung lässt sich am einfachsten mit der Existenz gegenläufiger Teilziele charakterisieren. So bewirkt z.B. eine Vergrößerung der Querschnittsabmessungen eines Gestellteiles eine Verringerung der statischen Nachgiebigkeit, aber zugleich auch eine Vergrößerung der Gestellmasse. Da die Zielstellung eine geringe Nachgiebigkeit bei kleiner Masse verlangt, können die beiden Teilziele nicht unabhängig voneinander verfolgt werden; es ist der optimale Kompromiss zwischen den Teilzielen zu suchen.

Minimierung mit mehreren Teilzielen

Die praktische Realisierung einer Minimierung mit mehreren Teilzielen ist auf sehr verschiedene Art möglich. Bild 2.356 zeigt die gebräuchlichsten Verfahren an einem extrem einfachen, eindimensionalen Beispiel mit den gegenläufigen Teilzielen:



$$F_1 = f * X, F_2 = a/X.$$

Bild 2.356 Minimierung mit mehreren Teilzielen

Für eine Minimierung beider Teilziele innerhalb $X_g \leq X \leq X_g^*(V_g)$ ist das Optimum für X gesucht. Die Minimierung isolierter Teilziele führt zu den einzelnen Randextrema und liefert hier für den eindimensionalen Fall ein eindeutiges Ergebnis; für mehrdimensionale Probleme sind die Lösungen jedoch im allgemeinen nicht mehr überschaubar. Die gewichtete Addition der Teilziele überlässt es der subjektiven Wahl der Wichtungsfaktoren, das Optimum über

dem gesamten zulässigen Bereich zu verschieben. Die Multiplikation der Teilziele führt bei dem vorliegenden Beispiel sogar zu einer von den Variablen unabhängigen Zielfunktion. Die Definition von F_1 als Hauptziel und die Berücksichtigung von F_2 über eine Straffunktion im Sinne einer bestehenden Restriktion liefert eine objektive und von den Verknüpfungsparametern weitestgehend unabhängige Optimallösung.

Als Grundform der Zielfunktion wird daher $Z(X) = F_0(X) + \sum_i G_i(F_i(X))$ gewählt.

Berücksichtigung der Restriktionen im Zusammenhang mit den Suchverfahren

Die Realisierung der Restriktionen steht in unmittelbarem Zusammenhang mit dem zur Anwendung kommenden numerischen Suchverfahren. Bild 2.357 gibt eine grobe Charakterisierung der Verfahrensgruppen.



Bild 2.357 Klassifizierung der Suchverfahren

Der Hauptunterschied zwischen den Plan- und Stochastischen Verfahren und den Deterministischen Verfahren besteht im Zustandekommen der Variablenvektoren während des Suchvorganges. Bei den *Plan- und Stochastischen Verfahren* werden die Variablen planmäßig oder stochastisch konstruiert, wobei bereits alle unmittelbaren Variablenrestriktionen und eventuell vorliegende Diskretisierungsforderungen bezüglich der Variablen direkt berücksichtigt werden können. Auch die Berücksichtigung der Verhaltensrestriktionen ist möglich und beschränkt sich auf das Speichern bzw. Streichen des jeweiligen Loses für den Variablenvektor. Die *Deterministischen Verfahren* liefern demgegenüber einen aus dem Zielfunktionsverhalten berechneten Variablenvektor, welcher nur dann die Variablen- und Verhaltensrestriktionen erfüllt, wenn diese in entsprechender Weise in die Zielfunktion aufgenommen werden. Die Tendenzen der Entwicklung effektiver numerischer Suchverfahren gehen in Richtung der *kombinierten Verfahren*, wobei in einer ersten Phase die stochastische Suche eines günstigen Startpunktes erfolgt, um den herum in einer zweiten Phase deterministisch das Optimum bestimmt wird.

Bild 2.358 zeigt einige prinzipielle Möglichkeiten zur Berücksichtigung von Restriktionen für deterministische Suchverfahren. Für lineare und nichtlineare Restriktionen bieten sich die Verfahrensweisen des Rücksetzens der Variablen und die Verwendung von Straffunktionen an, die zudem mit dem erheblichen Vorteil verbunden sind, in Bezug auf die Restriktionen keine strengen Forderungen an das Zielfunktionsverhalten zu stellen.



Bild 2.358 Berücksichtigung von Restriktionen

In Bild 2.359 sind an einem zweidimensionalen Beispiel (a) beide Möglichkeiten demonstriert. Der entscheidende Nachteil des Rücksetzens der Variablen (b) besteht in der Möglichkeit des Festrennens an einer Restriktionswand, da die weitere Minimierung der Zielfunktion verhindert wird, sobald keine Komponente der Suchrichtung mehr in den zulässigen Bereich weist. Dieser, das Suchverfahren in Frage stellende Nachteil tritt beim Gebrauch von Straffunktionen (c) nicht auf.





b) für Rücksetzen der Variablen und

c) für Verwendung von Straffunktionen

Für die Anwendung von Straffunktionen existieren mehrere Möglichkeiten, von denen die wesentlichsten im Bild 2.360 dargestellt sind. Da die Dimensionierungsproblematik häufig auf Randoptima führt, wird der Ungleichungstyp als äußere Form (exterior penaltyfunction) gewählt und zur Kompensation der damit entstehenden Unstetigkeit in der Differenzierbarkeit quadriert:

$$G(g_i(X)) = \sum_i \mu_i (g_i(X) + |g_i(X)|)^2$$

mit $g_i(X) \leq 0$.

Die Variablen- und Verhaltensrestriktionen werden nun wie Teilziele in der Strafsumme der Zielfunktion berücksichtigt. Die Strafanteile werden bei Verletzung der Restriktionen in der Zielfunktion jedoch nur wirksam, wenn sie in der Größenordnung des Hauptzieles $F_0(X)$, dem sogenannten unbeschränkten Zielfunktionsanteil, liegen. Um dies über entsprechende Faktoren μ_i leicht abschätzen zu können, werden die Strafanteile auf den unbeschränkten Anteil der Zielfunktion bezogen, wodurch die Straffunktionen $G(g_i(X))$ dann die Größenordnung von 1 besitzen müssen, um gegenüber dem Hauptziel $F_0(X)$ wirksam zu werden.

Wird mit ΔX_i die Wirksamkeitsschranke einer Restriktion, im Sinne einer Restriktionstoleranz, bezeichnet so folgt $\mu_i \gtrsim 1/\Delta X_i^2$.

Eine Abmessungsrestriktion in der Maßeinheitm, welche ab $\Delta X = 1 mm = 10^{-3} m$ scharf ansprechen soll, muss damit einen Faktor $\mu \approx 10^6 m^{-2}$ erhalten.



Bild 2.360 Berücksichtigung diskreter Variablen mit Straffunktionen

Verwendung diskreter Variabler

Unter diskreten Variablen werden solche Variablen verstanden, deren zulässiger Wertebereich diskret ist. Im Zusammenhang mit der Dimensionierung von Werkzeugmaschinenstrukturen können dies z.B. Führungsbahnabstände oder andere konstruktive Anschlussmaße an typisierte Baugruppen sein. Die Berücksichtigung diskreter Variabler ist bei Deterministischen Verfahren ebenfalls über die Verwendung von Straffunktionen möglich. In Bild 2.360 ist die Vorgehensweise schematisch dargestellt.

In einem ersten Schritt wird die aus dem unbeschränkten Anteil $F_0(X)$, den Variablenrestriktionen G(X) und den Verhaltensrestrikti-

onen H(V(X)) gebildete $Z_0(X)$ minimiert. Die Lösung liegt außerhalb der diskreten Werte X_{Di} In den folgenden Schritten k werden für $X_i \neq X_{Di}$ jeweils wachsende Strafanteile $s_k Q_k$ in die Zielfunktion aufgenommen. Die im vorangegangenen Schritt gefundene Lösung dient als Startpunkt für die modifizierte Minimum- suche. Nach etwa 3 bis 5 derartigen Zyklen fällt dann die Lösung in den optimalen diskreten Wert.

Formulierung der Zielfunktion

Unter Berücksichtigung der vorangestellten Betrachtungen kann die formale Zielfunktion nunmehr wie folgt konkretisiert werden :

$$Z(X) = \delta_F F_0(X) + \delta_R |F_0(X)| * \left(r_k \left(G(g_l(X)) + H(h_l(V_j(X))) \right) + s_k Q_k(X_D, \beta_k) \right) \Rightarrow Min!$$

Dabei sind:

Faktor des unbeschränkten Zielfunktionsanteiles $F_0(X)$ δ_F mit $\delta_F > 0$ für $F_0(X) \Rightarrow Min!$ und $\delta_F < 0$ für $F_0(X) \Rightarrow Max!$

- δ_R Faktor der Straffunktionsanteile
- r_k Zyklusfaktor der Variablen- und Verhaltensstrafen
- *s_k* Zyklusfaktor der diskreten Strafanteile
- k Diskretisierungszyklus

Um die gesamte Zielfunktion Z(X) dimensionslos und für den Startwert bei der Erfüllung aller Restriktionen = 1 zu gestalten, wird $F_0(X) = U(X)/U(X_0)$ aus dem Verhältnis des aktuellen unbeschränkten U(X) zum Startwert $U(X_0)$ gebildet.

Beispiel zum Verfahrensvergleich

Im Folgenden sind an einem einfachen zweidimensionalen Problem verschiedene Möglichkeiten der Restriktionsberücksichtigung, des Zielfunktionsaufbaues sowie des Einsatzes unterschiedlicher Suchverfahren gegenübergestellt. Es handelt sich dabei um einen einseitig eingespannten Biegebalken, modelliert mit zwei Elementen gleicher Länge mit Kastenquerschnitt, Bild 2.361. Als Variable wurden die beiden Wandstärken s_1 und s_2 gewählt. Das Volumen ist zu minimieren; die Restriktionen liegen für beide Wandstärken als untere und obere Begrenzungen und für die Nachgiebigkeit am Kraftangriffspunkt als obere Schranken



vor.

Bild 2.361 Optimierungsmodell i = 1,2

Im Bild 2.362 sind die Suchschritte bei Verwendung des Verfahrens nach Fletcher-Powell [36] bzw. extremer Anstiege mit konstanter und zielentfernungsabhängiger

Schrittweite dargestellt. Die Variablenrestriktionen werden dabei durch Rücksetzen realisiert. Die Verformungsrestriktion wird in der Zielfunktion in Form des Gleichheitstypes als abweichungsabhängiger Strafanteil berücksichtigt, womit sich das Pendeln um die Verformungsgrenze erklären lässt. Bei extremen Anstiegen mit konstanten Schritten und bei Fletcher-Powell wird deutlich das Festrennen an der Restriktionswand sichtbar, während extreme Anstiege mit zielentfernungsabhängiger Schrittweite die Gefahr des vorzeitigen Stopps erkennen lassen.



Bild 2.362 Suchverlauf am Beispiel für Fletcher-Powell und extreme Anstiege

Im Bild 2.363 sind das Newton-Verfahren und das Verfahren von Zangwill [37] gegenübergestellt.



Bild 2.363 Suchverlauf am Beispiel für Newton und Zangwill

Deutlich zeichnet sich in der Höhenliniendarstellung das leicht geneigte und vom Restriktionsgebirge eingeschlossene Lösungstal ab. Beide Verfahren erreichen zielstrebig das Optimum. Die Darstellung des Zielfunktionsverlaufes über der Anzahl der Funktionswertberechnungen weist das bessere Konvergenzverhalten des Verfahrens von Zangwill aus. Diese Aussage ist jedoch stark von der Anzahl der Variablen und der konkreten Gestalt der Zielfunktion abhängig.

2.3.3.2 Topologieoptimierung



Bild 2.364 Praktische Anwendung der Topologieoptimierung



Bild 2.365 Beispielergebnisse der Topologieoptimierung



2.4 Methoden zur Effizienzsteigerung der Analyse

Bild 2.366 Methoden zur Effizienzsteigerung der Analyse

2.4.1 Design of Experiment

2.4.2 Modellordnungsreduktion



Bild 2.367 Modellordnungsreduktion als Transformation

2.4.2.1 Modellordnungsreduktion in der Statik



Statische Modellordnungsreduktionen sind für lineare Modelle exakt.

Bild 2.368

Streichen nicht interessierender Nachgiebigkeiten



2.4.2.2 Modellordnungsreduktion in der Thermik



Bild 2.370 Berechnungsmethodik mit ANSYS und MATLAB/Simulink



Bild 2.371 Modellordnungsreduktion mit dem Krylov-Verfahren



Bild 2.372 Genauigkeitsvergleich: Temperaturverläufe



Bild 2.373 Genauigkeitsvergleich: Verlagerung in 3 Raumrichtungen



Bild 2.374 Aufwandsvergleich für das Beispiel

2.4.2.3 Modellordnungsreduktion in der Dynamik

Eine effiziente, aber zumeist ungenaue Lösung:

Übertragung der statischen Kondensation nach Guyan auf die Trägheitsmatrix

 $\begin{bmatrix} [\mathsf{E}] \\ -[\mathsf{C}_{SS}]^{-1}[\mathsf{C}_{SR}] \end{bmatrix} \xrightarrow{\mathsf{R} : \text{Reduktion (zu berücksichtigente DoF)}}_{S : \text{Streichung (nicht erforderliche DoF)}} \begin{bmatrix} \mathsf{V}_{G} \end{bmatrix}^{\mathsf{T}} \begin{bmatrix} \mathsf{M} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathsf{V}_{G} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathsf{M}_{\mathsf{R}} \end{bmatrix}$

Bild 2.375 Anwendung der Guyan-Transformation auf die Trägheitsmatrix



3 Verzeichnis der Abkürzungen

- BAZ Bearbeitungszentrum
- BMBF Bundesministerium für Bildung und Forschung
- CAD Computer Aided Design
- CAM Computer Aided Manufacture
- DBS Digitale Blocksimulation
- DBB Double-Ball-Bar
- DGL Differentialgleichung
- FE Finite Elemente
- FFT Schnelle Fourier Transformation (Fast Fourier Transformation)
- HiL Hardware-in-the-Loop
- KS Kinematiksimulation
- KSS Kühlschmierstoff
- L.FEM Lineare Finite Elemente Methode
- LI Laserinterferometer
- MDoF Multi Degree of Freedom
- MMS Mixed-Model-Simulation
- MKS Mehrkörpersimulation
- NL.FEM Nichtlineare Finite Element Methode
- PSF Profilschienenführungen
- SDoF Single Degree of Freedom
- SiL Software-in-the-Loop
- TCP Tool Center Point (Werkzeugeingriffspunkt)
- VR Virtual Reality
- WSt Werkstück
- WZ Werkzeug
4 Literaturverzeichnis

- [1] M. Weck, Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 1, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1998.
- [2] G. Spur, Vom Wandel der industriellen Welt durch Werkzeugmaschinen, München, Wien: C.Hanser, 1991.
- [3] M. Weck, Werkzeugmschinen Fertigungssysteme 2, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1997.
- [4] M. Weck, Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 4, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2001.
- [5] G. Spur und F.-L. Krause, Das virtuelle Produkt Management der CAD Technik, München, Wien: C.Hanser, 1997.
- [6] Wikipedia, "Industrie 4.0," [Online]. Available: https://de.wikipedia.org/wiki/Industrie_4.0.
- [7] M. u. B. C. Weck, Werkzeugmaschinen und Fertigungssysteme 5, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2006.
- [8] G. Spur, Die Genauigkeeit von Maschinen, München, Wien: C.Hanser, 1996.
- [9] G. Jungnickel, "Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmascinen," Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeumaschinen der TU Dresden, 2000.
- [10] G. Jungnickel, "Simulation des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen-Modellierung und Parametrierung," Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen der TU Dresden, 2010.
- [11] K. Großmann, "Untersuchung des thermo-elastischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen-Grundlagen der experimentellen Analyse mit Hilfe der selektiven Thermografie," *ZWF 108 Seiten 492-497*, 2013.
- [12] Großmann,K., Kauschinger, B., Riedel, M., "Photogrammetrischer Modellbaukasten zur Erfassung von Bewegungsfehlern an Werkzeugmaschinen," in s *Photogrammetrie*,

Laserscanning, optische 3D-Messtechnik - Beiträge der Olde3nburger 3D-Tage, 2012.

- [13] K. Großmann, Dynamische Verhaltensanalyse an spanenden Werkzeugmaschinen, TU Dresden: Habilitationsschrift, 1991.
- [14] M. Löser, "Ein Beitrag zur effizienten Analyse der Prozessstabilitätbeim beim HSC-Fräsen, Dissertation," *Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, Tu Dresden,* 2014.
- [15] G. Klaus, Wörterbuch der Kybernetik, Berlin: Dietz, 1967.
- [16] B. Kauschinger, "Verbesserung der Bewegungsgenauigkeit an einem Hexapod einfacher Bauart," 2006.
- [17] L. Neidhardt, "Wälzkontaktbezogene Lebensdauer von Profilschinenführungen-Bewertung der experimentellen Ermittlung des Lebensdauerkennwertes," TU Dresden, 2013.
- [18] K. M. V. Großmann, "Hexapod für Handling-Zwischen Roboter und Werkzeugmaschine," Zeitschrift für wirtschaftlichen Fabrikbetrieb ZwF, pp. 290-293, 6 2000.
- [19] F. Taylor, "On the art of cutting metals," *Transactions of American Society of Mechanical Engineers Vol. 28*, pp. 31-279, 1907.
- [20] O. V. H. Kienzle, "Spezifische Schnittkräfte bei der Metallbearbeitung," *Werkstofftechnik und Maschinenbau Bd. 47,* pp. 224-225, 1957.
- [21] H. Fischer, Die Werkzeugmaschine. Die Metallbearbeitungsmaschinen, Bd. 1, Berlin: Springer, 1905.
- [22] M. T. K. Weck, Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen, Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 1977.
- [23] R. v. d. W. N. O. J. N. H. Faasen, "Prediction of regenerative Chatter by Modelling and Analysis of High-Speed Milling," *International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 43*, pp. 1437-1446, 2003.
- [24] H. Friedrich, "Über den Schnittwiderstandbei der Bearbeitung der Metalle durch Abheben von Spänen," *Zeitschrift des VDI, Bd. 53 Nr. 22,* pp. 860-866, 1907.

- [25] m. A. Y. Campomanes, "An Improved Time Domaine Simulation for Dynamic at Small Radial Immersion," *Transactions of the ASME, Journal of Manufactoring Sience and Engineering, Vol. 125*, pp. 416-422, 2003.
- [26] A. (. Böge, Formeln und Tabellen Maschinenbau-Für Studium und Praxis, Wiesbaden: Vieweg, 2007.
- [27] S.-S. Kullagerfabriken, "SKF-Hauptkatalog," SKF GmbH, Schweinfurt, 1991.
- [28] S.-S. Kullagerfabriken, "SKF-Hauptkatalog," SKF GmbH, Schweinfurt, 2004.
- [29] J. Tlusty und A. Polacek, "Beispiel der Behandlung der selbserregten Schwingungen der Werkzeugmaschinen," Vogel-Verlag Coburg, 1957.
- [30] S. Tobias und W. Fishwick, "ATheory of Regenerative Chatter," The Engineer, 1958.
- [31] S. Recklies, "Modellvorstellungen zur Entstehung selbsterregter Schwingungen an Werkzeugmaschinen," Dissertation, TU Dresden, 1972.
- [32] R. Arnold, "Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel," *Proc. I. Mechanical Enginering 154,* 1946.
- [33] C. Brecher und M. Esser, "The Consideration of Dynamic Cutting Forces in the Stability Simulation of HPC-Milling Process," in s *Proceedings of the 1st International Conference* on Process Machine Interactions, Hannover, 2008.
- [34] H. Bosselt, Simulation dynamischer Systeme. Grundwissen, Methoden, Programme, Braunschweig: Viehweg-Verlag, 1989.
- [35] H. Bosselt, Modellbildung und Simulation. Konzepte, Verfahren, Modelle, Braunschweig: Viehweg-Verlag, 1992.
- [36] R. P. M. Fletcher, "A rapidly convergent descent methode for minimization," *The Computer,* 1963, Nr. 6.
- [37] W. Zangwill, "Minimizing a function without calculating derivates," *The Computer Nr. 10*, 1967.