

Verbesserte Berechnung von statischen und dynamischen Steifigkeiten an WZM

R. Neugebauer, C. Scheffler, C. Zwingenberger, M. Wabner

Die statische und dynamische Steifigkeit spielt im Werkzeugmaschinenbau eine entscheidende Rolle. Der Beitrag stellt Vorgehensweisen zur Bestimmung der genannten Größen, speziell an geregelten elektromechanischen Antrieben heraus. Dabei wird gezeigt, wie FEM-Modelle für die Berechnung der statischen Steifigkeit geregelter Vorschubachsen genutzt werden können und wie mechatronische Modelle für die verbesserte Ermittlung der statischen und dynamischen Steifigkeit eingesetzt werden.

Static and dynamic stiffness are essential in machine tool design. Especially for electro-mechanic driven controlled drives, methods for calculating these properties will be discussed. It will be shown how finite element-models can be used for correctly calculation of the static stiffness of controlled feed axes, and how to use mechatronic simulation models for improved determination of static and dynamic stiffness.

1 Einleitung

Bei der Auslegung von Werkzeugmaschinen ist die statische und dynamische Steifigkeit ein entscheidendes Bewertungskriterium, welches schon während des Konstruktionsprozesses Berücksichtigung finden muss. Bei der Untersuchung von Vorschubachsen im Speziellen kann vorteilhaft die Kopplung der elastischen mechanischen Struktur mit dem regelungstechnischen System angewandt werden. Die gekoppelte Simulation, mit all ihren Varianten, ist erst in den vergangenen Jahren zu einem ausgereiften Werkzeug entwickelt worden und heutzutage als state-of-the-art anzusehen [5], [6], [7]. Neben dieser Vorgehensweise reicht für die statische Steifigkeit auch die Betrachtung in einem FEM-Programmsystem aus, wobei dann wichtige Punkte beachtet werden müssen. Ziel ist es aufzuzeigen, wie der Einsatz beider Varianten zur Ermittlung der statischen Steifigkeit an Werkzeugmaschinen unter Beachtung der speziellen Eigenschaften geregelter Vorschubachsen dienen kann. Dem Anwender soll bewusst werden, dass eine ausschließliche Untersuchung der Mechanik nicht ausreicht. Die gekoppelte Simulation ist unter anderem Bestandteil der angebotenen Dienstleistung zur umfassenden Optimierung und entwicklungsbegleitenden Unterstützung von Werkzeugmaschinenherstellern am Fraunhofer IWU Chemnitz.

2 Ziele

Ziel der Untersuchungen sind neben der Ermittlung der statischen Eigenschaften, die Erkennung des dynamischen Verhaltens des geschlossenen regelungstechnischen Systems, mit z.B. Störübertragungsverhalten am TCP und Führungsübertragungsverhalten der Achsen. Dabei können die Auswirkung von Änderungen an konstruktiven Antriebsparametern (KGT-Steigung, Motorgröße, etc.) oder Parametern der Regelung (K_v , Sollwertverzögerungen, etc.) erkannt werden. Die dynamische Steifigkeit wird dabei wesentlich von der Regelung bestimmt, da sich der „mechatronische Steifigkeitspfad“ über die Messsysteme und Antriebe mit Regelung schließt. Die statische Genauigkeit einer Maschinenachse wird dagegen hauptsächlich von der Auflösung der Messsysteme und der mechanischen Steifigkeit (zwischen Lagemesssystem und TCP) beeinflusst.

3 Vorgehensweise

3.1 FEM-Modell

Die einzelnen Baugruppen werden voneinander unabhängig vernetzt und durch Ersatzmodelle, die das Übertragungsverhalten der Komponenten wie Linearführungen, Lager, Kugelgewindetribe und Aufstellelemente repräsentieren, verbunden (Makro-Bibliotheken für Führungswagen, Lager, KGT-Spindelmuttern). Wesentlicher Bestandteil des Modells ist der gesamte Antriebsstrang, der in seinem Übertragungsverhalten detailliert nachgebildet wird. Der parametrische Aufbau des Modells erlaubt die schnelle Untersuchung alternativer Konfigurationen und Maschinenpositionen.

Zur Ermittlung der statischen Steifigkeit ist die Abbildung der Regelung nicht erforderlich, da diese hierbei unendliche Steifigkeit besitzt. Dieser Umstand lässt sich auch im Postprocessing einer FEM-Berechnung berücksichtigen. Dazu wird die in der jeweiligen Vorschubrichtung auftretende Differenz zwischen Messsensor und Glasmaßstab berechnet und von den Verschiebungswerten der bewegten

Baugruppe abgezogen. Für die in Lageregelung befindliche x-Vorschubachse (Abb. 1) bedeutet dies, dass z.B. die Knotenverschiebungsanteile u_x korrigiert werden müssen. Aufgrund von möglichen Verkippungen sind auch geringe Anteile in anderen Koordinatenrichtungen zu korrigieren. Dabei wird immer gewährleistet, dass am Messsystem des jeweiligen Vorschubantriebes keine Lageabweichung auftritt. Ein einfaches Verbinden der Knoten am Lagemesssystem und Bett über Zwangsbedingungen darf nicht erfolgen, da hier real keine Kräfteinleitung erfolgt, sondern die Lage-Differenz über Kraft-, Momentenwirkung des Antriebes ausgeglichen wird, wodurch sich die Kraftangriffspunkte an anderen Stellen der Struktur befinden.

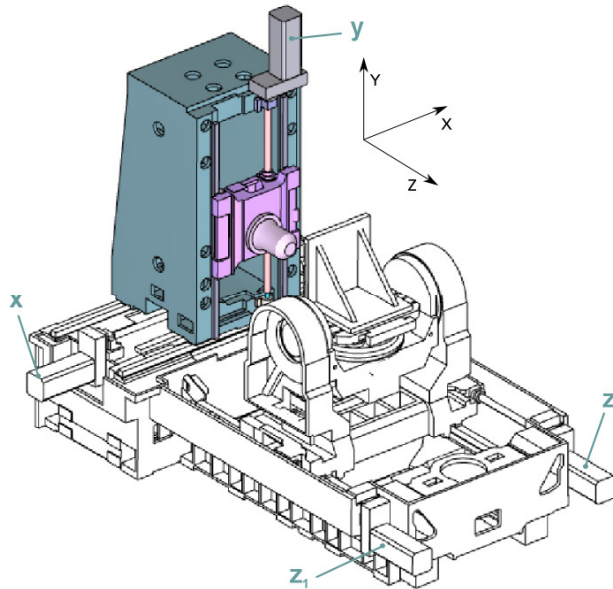


Abb. 1: 5-Achs-Bearbeitungszentrum HEC630 X5

3.2 Mechatronisches Modell

Prinzipiell bestehen verschiedene Methoden der Kopplung [3], [5]. Die Variante der Überführung des mechanischen Modells in die Umgebung der Regelungsbeschreibung wird hier für eine übliche Modellierung des Regelkreises angewandt.

Gegenstand umfangreicher Literatur, z.B. [3], [6], auch mit neuen Ansätzen [7], ist die Reduktion des komplexen FEM-Modells für Strukturdynamikprobleme. Im vorliegenden Fall wird der klassische Ansatz der modalen Reduktion verwendet, da damit eine ausreichende Genauigkeit erreicht wird, was prinzipiell der praktischen Erfahrung mit der Berechnung von Werkzeugmaschinen am Fraunhofer IWU Chemnitz entspricht. Die Ungenauigkeiten durch Annahme von unsicheren Dämpfungs-, Steifigkeitswerten, Randbedingungen und linearisierten Nichtlinearitäten, z.B. von Zahnriemen, Lagern und Führungen, überwiegen deutlich die Ungenauigkeiten, die durch Verwendung weniger genauer Reduktionsverfahren, wie der modalen Reduktion, entstehen. Dieser unvorteilhafte Zustand kennzeichnet in den überwiegenden Fällen die Berechnung von kompletten Werkzeugmaschinen in der industriellen Praxis. Solange nicht genauere Daten und Beschreibungen vorliegen, besteht keine Berechtigung für den zumeist vorhandenen Mehraufwand.

Erster Schritt ist die Durchführung einer ungedämpften Modalanalyse. Die erhaltenen reellen Eigenvektoren und Eigenwerte sind die Basis für den Aufbau eines linearen Zustandsraummodells. Dabei werden im einfachsten Fall modale Dämpfungen für alle betrachteten Moden hinzugefügt. Alternativ können bei Anwesenheit bekannter diskreter Dämpfer oder der Kenntnis bauteilspezifischer Materialdämpfungen (führt zu nichtproportionaler Dämpfung) auch die komplexen Eigenvektoren und -werte eines gedämpften FEM-Modells verwendet werden, wobei dann insbesondere für Untersuchungen im Zeitbereich das komplexe Zustandsraumsystem in eine reelle Zustandsraumformulierung durch Aufspalten der komplexen Eigenwerte in Real- und Imaginärteil umgewandelt werden kann. Im Weiteren wird nur modale (proportionale) Dämpfung verwendet, da schon deren Identifikation schwierig, hier aber auch ausreichend genau ist. Die Diskussion der Unsicherheit durch Dämpfung ist Inhalt verschiedenster Literatur und weiteren Untersuchungen am IWU. Die Simulation des geschlossenen regelungstechnischen Systems wird mit Hintergrund des regelungstechnischen Schwerpunktes in MATLAB durchgeführt. Dazu werden im zweiten Schritt die Eigenvektoren und -werte eingelesen und zum Aufbau des Zustandsraumsystems verwendet.

Ab der ANSYS-Version 12.1 vereinfacht sich diese Vorgehensweise. Über den Befehl *spmwrite* lassen sich Zustandsraummatrizen für einfache proportional gedämpfte Probleme im ASCII-Format erstellen und in anderen Programmen verwenden. Dazu müssen in ANSYS die Eingangsknoten und dazugehörige Eingangsknotenfreiheitsgrade in einem Array festgelegt werden. Gleiches gilt für die Ausgangsknoten, -freiheitsgrade. Über einen Parameter kann entschieden werden, ob am Ausgang Wege, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen gewünscht sind. Festgelegt werden muss weiterhin die Anzahl der berücksichtigten N ersten Moden (Modellreduktion), modale Dämpfungen müssen schon in ANSYS definiert werden. Die ASCII-Datei .spm kann in MATLAB automatisiert oder über den Import Data Wizard eingelesen werden. Eine explizite Reduktion kann mit den vorliegenden Systemmatrizen nachfolgend natürlich immer noch, wie unten beschrieben, erfolgen.

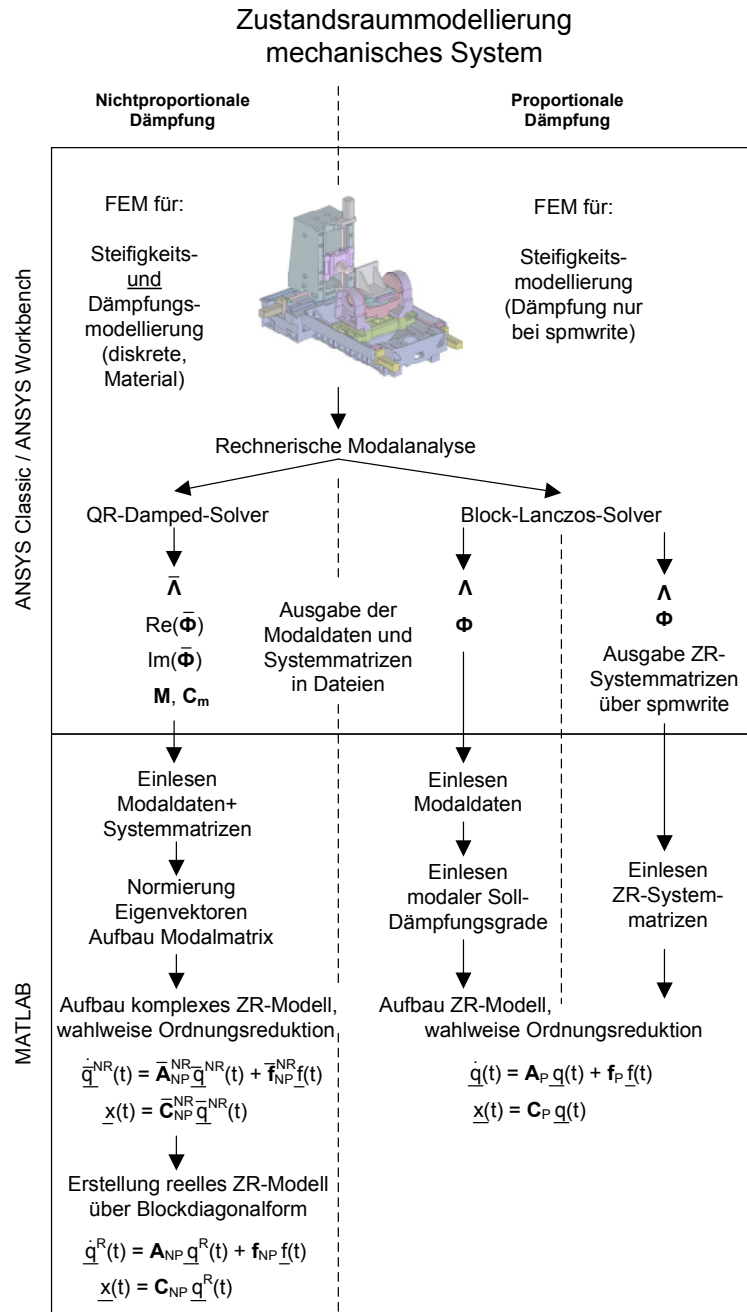


Abb. 2: Zustandsraumaufbau (FEM: ANSYS, Regelungsumgebung: MATLAB/Simulink)

Für die Zustandsraummodellierung des proportional gedämpften Systems ergibt sich bei Verwendung massennormierter Eigenvektoren:

$$\begin{aligned}\dot{\underline{q}}_p(t) &= \mathbf{A}_p \underline{q}_p(t) + \mathbf{f}_p \underline{f}(t) \\ \underline{x}(t) &= \mathbf{C}_p \underline{q}_p(t) + \mathbf{D}_p \underline{f}(t)\end{aligned}$$

Mit

$$\mathbf{A}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{E} \\ -\mathbf{\Lambda} & -\mathbf{C}_{mp} \end{bmatrix}_{2N \times 2N}, \quad \mathbf{\Lambda} = \begin{bmatrix} \omega_{0,1}^2 & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & \omega_{0,N}^2 \end{bmatrix}_{N \times N}, \quad \mathbf{C}_{mp} = \begin{bmatrix} 2\xi_1 \omega_{0,1} & 0 & 0 \\ 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 2\xi_N \omega_{0,N} \end{bmatrix}_{N \times N},$$

$$\mathbf{f}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{\Phi}^T \mathbf{F}_e^T \end{bmatrix}_{2N \times e}, \quad \mathbf{C}_p = \begin{bmatrix} \mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} \end{bmatrix}_{2a \times 2N}, \quad \mathbf{\Phi} = [\underline{\phi}_1 \ \dots \ \underline{\phi}_N]_{I \times N},$$

$$\underline{q}_p(t) = \begin{bmatrix} \underline{q}(t) \\ \underline{\dot{q}}(t) \end{bmatrix}_{2N \times 1}, \quad \underline{x}(t) = \begin{bmatrix} \underline{x}(t) \\ \underline{\dot{x}}(t) \end{bmatrix}_{2N \times 1}, \quad \mathbf{D}_p = \mathbf{0}_{e \times 2a}$$

Eine alternative Darstellung mit Rückführung der sich in der Normalform nicht ergebenden Beschleunigungen auf den Ausgangsvektor \underline{x} erhält man durch anfügen des Anteils von $\dot{\underline{q}}_p$, der die Beschleunigungen enthält, und Multiplikation mit $\mathbf{S}_a \mathbf{\Phi}$, um die modalen in reale Koordinaten umzurechnen. Damit verbindet sich auch eine Durchkoppelmatrix $\mathbf{D}_p \neq \mathbf{0}$.

$$\underline{x}(t) = \begin{bmatrix} \underline{x}(t) \\ \underline{\dot{x}}(t) \\ \underline{\ddot{x}}(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} \\ -\mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} \mathbf{\Lambda} & -\mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} \mathbf{C}_{mp} \end{bmatrix} \underline{q}_p(t) + \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{S}_a \mathbf{\Phi} \mathbf{\Phi}^T \mathbf{F}_e^T \end{bmatrix}^T \underline{f}(t)$$

$\underline{x}(t)$ als Ausgangsvektor in phys. Koord., Länge 2(3)a x 1

$\underline{f}(t)$ als Kraft-Eingangsvektor der Länge e x 1

\mathbf{E} als Einheitsmatrix

\mathbf{F}_e als Knoten-Kraftfrichtungsmatrix mit der Dimension e x I, $\mathbf{F}_e \mathbf{\Phi}$ reduziert die Modalmatrix auf die mit den Knoten und FG der Eingänge verbundenen Zeilen

\mathbf{S}_a als Knoten-Ausgaberrichtungsmatrix mit der Dimension a x I, $\mathbf{S}_a \mathbf{\Phi}$ reduziert die Modalmatrix $\mathbf{\Phi}$ auf die mit den Knoten und FG der Ausgänge verbundenen Zeilen (enthält überwiegend 1 oder 0)

ϕ_i als i-ten Eigenvektor, ξ_i als i-te modale Dämpfung, $\omega_{0,i}$ als i-te ungedämpfte Eigenfrequenz

N ist die Anzahl der berücksichtigten Moden, a die Anzahl an Verschiebungs-Ausgängen ZR-System, e die Anzahl von Eingängen ZR-System, I die Anzahl an FG in der von ANSYS ausgegebenen Modalmatrix (enthält alle Knoten die für Ein- und Ausgabe relevant sind).

Eine weitere Modellreduktion kann beim vorliegenden System mit mehreren Ein- und Ausgängen zweckmäßig über die Gramsche Beobachtbarkeitsmatrix \mathbf{W}_O und Steuerbarkeitsmatrix \mathbf{W}_C erfolgen. Dabei wird die Beobachtbarkeit und Steuerbarkeit (Eigenschaften, die beschreiben, in wie weit die Zustände – dahinter verbergen sich die Eigenformen – relativ zueinander mit den Ausgängen bzw. Eingängen verbunden sind) der Eigenformen als Reduktionskriterium genutzt.

$$\mathbf{W}_O = \int_0^{\infty} e^{\mathbf{A}_p \tau} \mathbf{C}_p \mathbf{C}_p^T e^{\mathbf{A}_p^T \tau} d\tau, \quad \mathbf{W}_C = \int_0^{\infty} e^{\mathbf{A}_p \tau} \mathbf{f}_p \mathbf{f}_p^T e^{\mathbf{A}_p^T \tau} d\tau$$

Die resultierenden Hauptdiagonalelemente werden als Reduktionskriterium genutzt (je kleiner, desto weniger Beitrag am Gesamtsystemverhalten), sodass der jeweilige Mode i bei $\mathbf{W}_{O,i,i} < \epsilon_{W_O} \wedge \mathbf{W}_{C,i,i} < \epsilon_{W_C}$ entfernt wird.

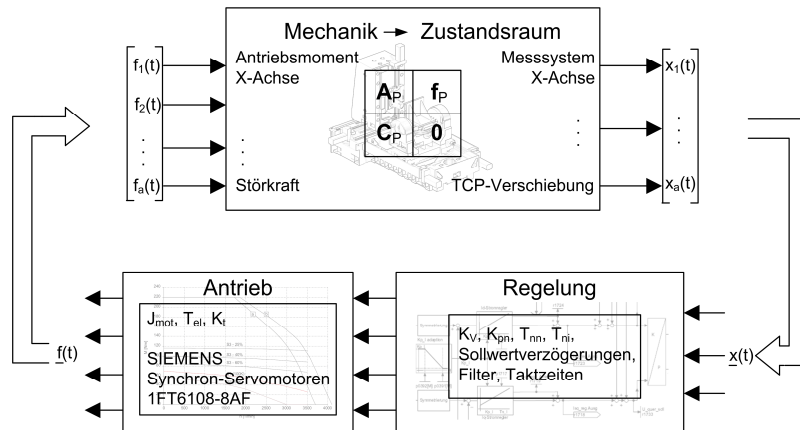


Abb. 3: Kopplung Mechanik Regelung

Koppelmechanismen zwischen Regelung und Mechanik entstehen nun durch Rückführung von Knotenverschiebungen bzw. -geschwindigkeiten an Messsystempositionen und dem Wirken von Antriebsmomenten auf Anbindungsknoten der Motoren.

Die Nachbildung der Regelung erfolgt auf Basis verifizierter state-of-the-art Modellierungsprinzipien. Dazu finden sich umfangreiche Erläuterungen in der Literatur, z.B. [1], [4]. Elemente sind der P-Lageregler, PI-Drehzahlregler, Drehzahl Sollwertfilter und eine Nachbildung des Stromregelkreises für den Synchron-Vollpolmotor über ein PT1-Element, was aufgrund der durchgeführten Entkopplung der Zeigergrößen I_d , I_q und der vorhandenen EMK (elektromotorische Kraft) [1], [2] bei feldorientierter Regelung und des PI-Stromreglers in guter Näherung zulässig ist. Der Stromregler verkleinert die wirksame Streckenzeitkonstante (Motor). Stromsollwertfilter werden nicht berücksichtigt, da deren Wirksamkeit in einem nicht mehr betrachteten Frequenzbereich liegt. Für Untersuchungen im Frequenzbereich wird das Regelungsmodell linearisiert, womit sich Vereinfachungen für Abstunungen (Verzögerung 1.Ord.) und Begrenzungen (Kleinsignalbereich \rightarrow keine Begrenzung) verbinden. Bei Berechnungen im Zeitbereich können Nichtlinearitäten in ihrer vollen Form wirksam werden. Abb. 4 zeigt ein vereinfachtes Modell, worin alle Achsen in Regelung sind, sodass auch der Einfluss von Kopleffekten erkennbar ist.

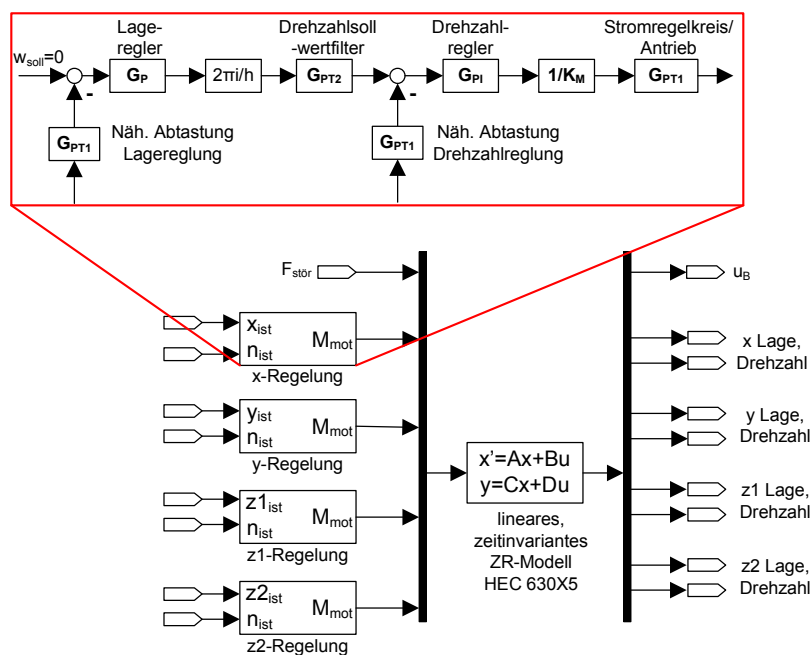


Abb. 4: Kopplung in Simulationsumgebung

Von Interesse sind die Frequenzgänge für (Lage-, Drehzahl-) Führungs- und Störübertragungsverhalten. Nachfolgend wird aufgezeigt, wie sich diese mathematisch ergeben. Dabei werden zulässige Vereinfachungen getroffen. Alternativ kann bei Verfügbarkeit die SIMULINK

Linearization Toolbox genutzt werden, ohne die Frequenzgänge explizit zu berechnen. Ausgehend von der allgemeinen Darstellung der einachsigen Frequenzgangkopplung für den Führungsfrequenzgang (Abb. 5) ergibt sich die mehrachsige Variante durch Verbinden der einzelnen Antriebe über Koppelfrequenzgänge zwischen den Wirkungspunkten der Antriebe und den Messsystemen der jeweils anderen Achsen. Dabei ist die Führungsgröße u_0 (folglich y_0) der nicht betrachteten Antriebe null zu setzen.

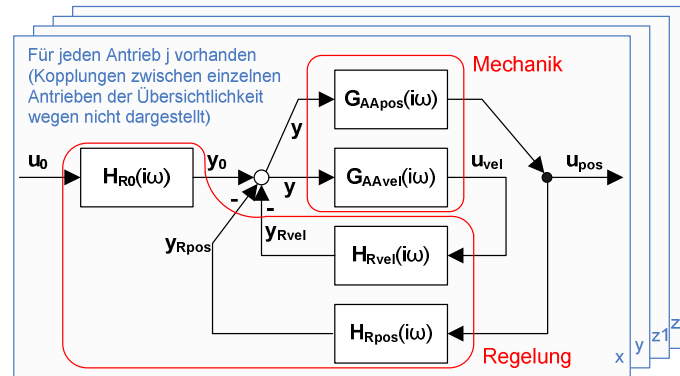


Abb. 5: Kopplungsschema Führungsübertragungsverhalten

Die vollständige Führungsübertragungsfunktion ergibt sich für den Antrieb j durch Erweiterung aus dem Kopplungsschema Abb. 5

$$j \in A, A = \{x, y, z_1, z_2\}, 1 \text{ Gl.}$$

$$u_{pos,j} = (H_{R0,j}u_{0,j} - y_{Rpos,j} - y_{Rvel,j})G_{AApos,j,j} + \sum_{\substack{k \in A, \\ k \neq j}} (-y_{Rpos,k} - y_{Rvel,k})G_{AApos,j,k}$$

$$l \in A, 8 \text{ Gl.}$$

$$y_{Rpos,l} = H_{Rpos,l}(H_{R0,j}u_{0,j} - y_{Rpos,j} - y_{Rvel,j})G_{AApos,l,j} + H_{Rpos,l} \sum_{\substack{m \in A, \\ m \neq j}} (-y_{Rpos,m} - y_{Rvel,m})G_{AApos,l,m}$$

$$y_{Rvel,l} = H_{Rvel,l}(H_{R0,j}u_{0,j} - y_{Rpos,j} - y_{Rvel,j})G_{AAvel,l,j} + H_{Rvel,l} \sum_{\substack{m \in A, \\ m \neq j}} (-y_{Rpos,m} - y_{Rvel,m})G_{AAvel,l,m}$$

- $u_{pos/vel,j}$ Lage-/Drehzahlmesswert Achse j
- $y_{Rpos/vel,j}$ Anteil Lage-/Drehzahlregler an der Stellgröße (Motormoment) Achse j
- $u_{0,j}$ Lagesollwert Achse j
- $H_{R0,j}$ Übertragungsfunktion Lagesollwert zu Stellgröße Regler Achse j
- $H_{Rpos/vel,j}$ Übertragungsfunktion Lage-/Drehzahlreglermessgröße zu Stellgröße Achse j
- $G_{AApos/vel,j,k}$ Übertragungsfunktion von Antrieb Achse k zu Lage-/Drehzahlmesssystem Achse j

zu

$$G_{Führung,j} = \frac{u_{pos,j}(j\omega)}{u_{0,j}(j\omega)}$$

Die Umformung ist zweckmäßig mithilfe eines Computer-Algebra-Systems durchzuführen. Die Frequenzgangkopplung von einem beliebigen Anregungspunkt zu einem beliebigen Auswertungspunkt ergibt sich aus dem Strukturbild in Abb. 6.

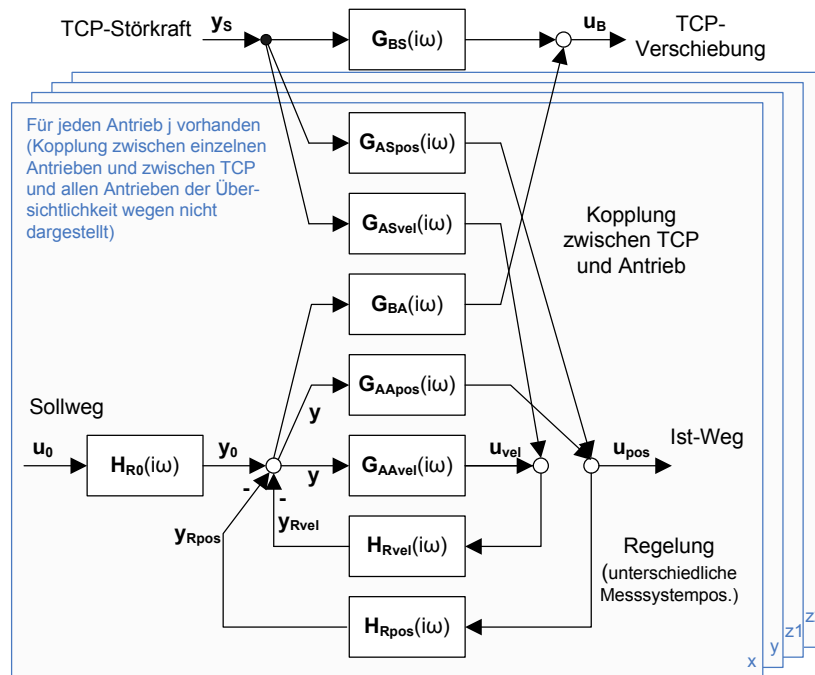


Abb. 6: Kopplungsschema Störübertragungsverhalten

Hieraus können wieder direkt die notwendigen Gleichungen aufgestellt werden, unter Beachtung, dass die Sollwertvorgabe $u_0=0$ ist und damit $y_0=0$.

$$A = \{x, y, z_1, z_2\}, 1 \text{ Gl.}$$

$$u_B = y_S G_{BS} + \sum_{j \in A} (-y_{Rpos,j} - y_{Rvel,j}) G_{BA,j}$$

$$j \in A, 8 \text{ Gl.}$$

$$y_{Rpos,j} = H_{Rpos,j} (y_S G_{ASpos,j} + (-y_{Rpos,j} - y_{Rvel,j}) G_{AApos,j,j}) + H_{Rpos,j} \sum_{\substack{k \in A, \\ k \neq j}} (-y_{Rpos,k} - y_{Rvel,k}) G_{AApos,j,k}$$

$$y_{Rvel,j} = H_{Rvel,j} (y_S G_{ASvel,j} + (-y_{Rpos,j} - y_{Rvel,j}) G_{AAvel,j,j}) + H_{Rvel,j} \sum_{\substack{k \in A, \\ k \neq j}} (-y_{Rpos,k} - y_{Rvel,k}) G_{AAvel,j,k}$$

u_B Lage TCP

y_S Störkraft TCP

G_{BS} Übertragungsfunktion TCP zu TCP

$G_{BA,j}$ Übertragungsfunktion Antrieb Achse j zu TCP

$G_{ASpos/vel,j}$ Übertragungsfunktion TCP zu Lage-/Drehzahlmesssystem Achse j

Woraus der Störfrequenzgang folgt

$$G_{Stör} = \frac{u_B(j\omega)}{y_S(j\omega)}$$

Für konventionelle serielle Werkzeugmaschinen mit kartesischen Achsen kann in Näherung die Vereinfachung getroffen werden, dass Kopplungen zwischen den Antrieben und Messsystemen anderer Achsen vernachlässigbar sind (cross-talk-Einfluss bleibt teilweise unberücksichtigt). Das heißt, dass z.B. der Antrieb der y-Achse auf die x-Achsen-Messsysteme einen vernachlässigbaren Einfluss hat. Damit würden die Terme $l \neq m$, $l \neq j$, $j \neq k$ in den obigen Gleichungen entfallen und die Beschreibung reduziert sich wesentlich, für den Führungsfrequenzgang auf

$$G_{F\u00fchrung,j} = \frac{u_{pos,j}(j\omega)}{u_{0,j}(j\omega)} = \frac{G_{AApos,j,j} H_{R0,j}}{1 + G_{AApos,j,j} H_{Rpos,j} + G_{AAvel,j,j} H_{Rvel,j}}$$

Ber\u00fccksichtigt man beim St\u00f6rfrequenzgang wenigstens die Kopplungen (s. Abb. 6) zwischen Anregungs- und Auswertepunkt und den verschiedenen Achsen (auch nicht in Bearbeitungsrichtung liegende Achsen), da diese messtechnisch ermittelt gr\u00f6\u00dfere Einfluss haben als die Zwischenachskopplung, ergibt sich

$$G_{St\u00f6r} = \frac{u_B(j\omega)}{y_S(j\omega)} = G_{BS} - \sum_{j \in A} \frac{G_{BA,j} (G_{ASpos,j} H_{Rpos,j} + G_{ASvel,j} H_{Rvel,j})}{1 + G_{AApos,j,j} H_{Rpos,j} + G_{AAvel,j,j} H_{Rvel,j}}$$

Die Formulierung der Regelung wird aus Abb. 7 ersichtlich.

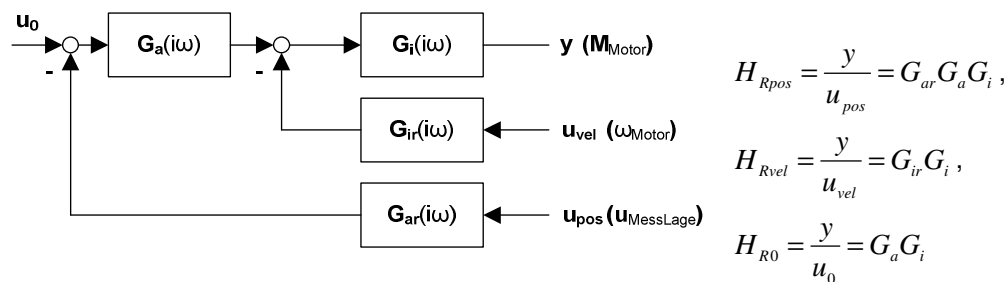


Abb. 7: Strukturbild Regelung

Dabei beschreibt G_a den Lageregler, G_i den Drehzahlregler mit Stromregelkreis und G_{ir} , G_{ar} die Messsystemcharakteristik/Abtastung (s. Abb. 4).

An typischen WZM-Vorschubachsen sind in der Regel Vorsteuerungen f\u00fcr Drehzahl und Strom wirksam. Diese beeinflussen aber die prinzipiellen Dynamikeigenschaften einer Achse kaum und werden deshalb nur f\u00fcr Berechnungen im Zeitbereich im Modell ber\u00fccksichtigt.

Vor weiteren Berechnungen ist es zweckm\u00e4\u00dfig, einen Modellabgleich durchzuf\u00fchren, um wesentliche Ungenauigkeiten zu erkennen und korrigieren zu k\u00f6nnen. Dazu wurden gemessene Frequenzg\u00e4nge herangezogen, die zum einen aus dem hier vorhandenen SIEMENS SINAMICS Antriebsmodul ausgelesen werden (F\u00fchrungsfrequenzgang Lage-, Drehzahlregelkreis, Mechanik\u00fcbertragungsverhalten) und weiterhin experimentell gemessene St\u00f6r\u00fcbertragungsfunktionen zwischen TCP und Tisch sind.

4 Praktisches Beispiel

Die praktischen Untersuchungen zu statischen und dynamischen Steifigkeiten sowie zur Achsdynamik wurden an einem 5-Achs HEC630 X5 Starrag-Heckert Bearbeitungszentrum (Abb. 1) durchgef\u00fchrt. Das mechanische Modell wurde zu Beginn weder durch ein model-updating angepasst (eher praxistypisch), noch \u00fcber genauere D\u00e4mpfungswerte approximiert, um die ausreichende Genauigkeit auch grober Annahmen f\u00fcr typische WZM-Strukturen aufzuzeigen (modale D\u00e4mpfung $\xi = 0.03$ f\u00fcr alle Moden zeigt schon gute \u00dcbereinstimmung). Mit geringen D\u00e4mpfungskorrekturen an einigen niedrigen und hohen Moden ergibt sich der Vergleich der Frequenzg\u00e4nge in den Abb. 8-10. Die erkennbaren Abweichungen sind haupts\u00e4chlich das Ergebnis ungenauer Steifigkeitsannahmen (z.B. Zahnriementrieb) und unzureichender mechanischer Modellbildung (z.B. Spindel). Verglichen werden die gemessenen oder die ausgelesenen Frequenzg\u00e4nge (Lage-, Drehzahl) mit den simulativ Ermittelten bei vollst\u00e4ndiger Kopplungen (Abb. 4) oder mit den beschriebenen Vereinfachungen f\u00fcr kartesische WZM (Zwischenachskopplungen in den Antrieben: nein, Zwischenachskopplung zum TCP: ja).

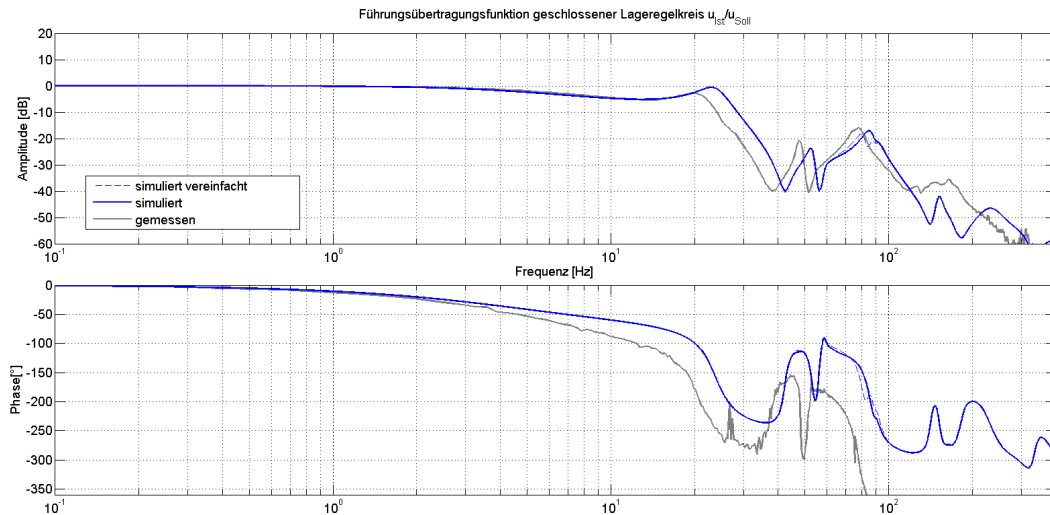


Abb. 8: Führungsfrequenzgang Lageregelkreis x-Achse (Vergleich Messung - Simulation vollständige Betrachtung / vereinfacht)

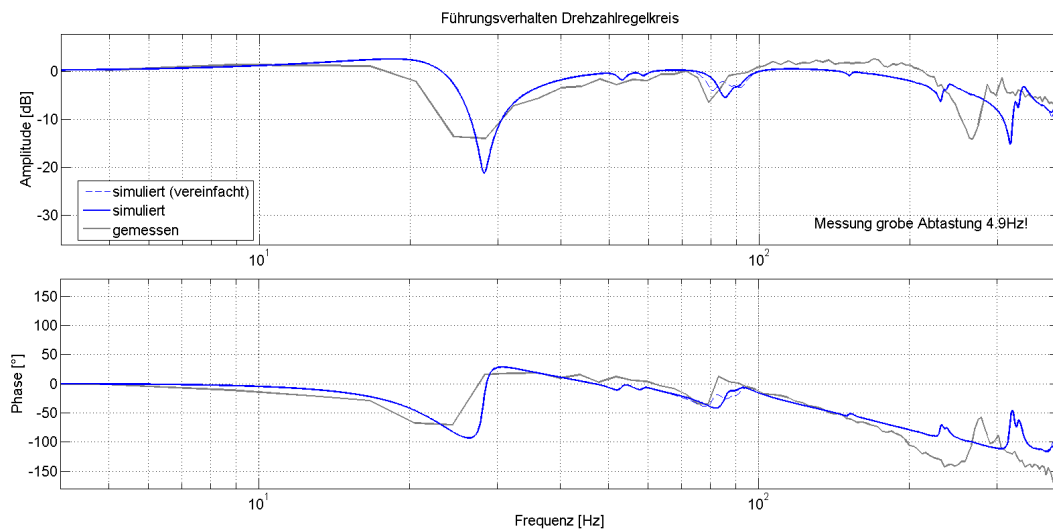


Abb. 9: Führungsfrequenzgang Drehzahlregelkreis x-Achse (Vergleich Messung - Simulation vollständige Betrachtung / vereinfacht)

Aus dem Frequenzgang der dynamischen Nachgiebigkeit kann unter anderem die statische Steifigkeit der x-Achse in Regelung abgeleitet werden. Trotz der vorhandenen Modellabweichungen bleibt der prinzipielle Aussagencharakter erhalten. Bei Änderungen am Modell (konstruktiv, Parameter Regelung, etc.) sind Auswirkungen in gleicher Weise an der realen Maschine zu erwarten (z.B. auftretende Änderungen bei Überhöhungen in Frequenzgängen). Verglichen mit der unter 3.1 beschriebenen Variante zur Ermittlung der statischen Steifigkeit ergibt sich hier ein Unterschied von 3-4%, der auf die Berücksichtigung einer begrenzten Anzahl von Moden zurückzuführen ist (modale Reduktion). Dies führt in der Summe auf eine kleinere Nachgiebigkeit bzw. zu einer höheren Steifigkeit.

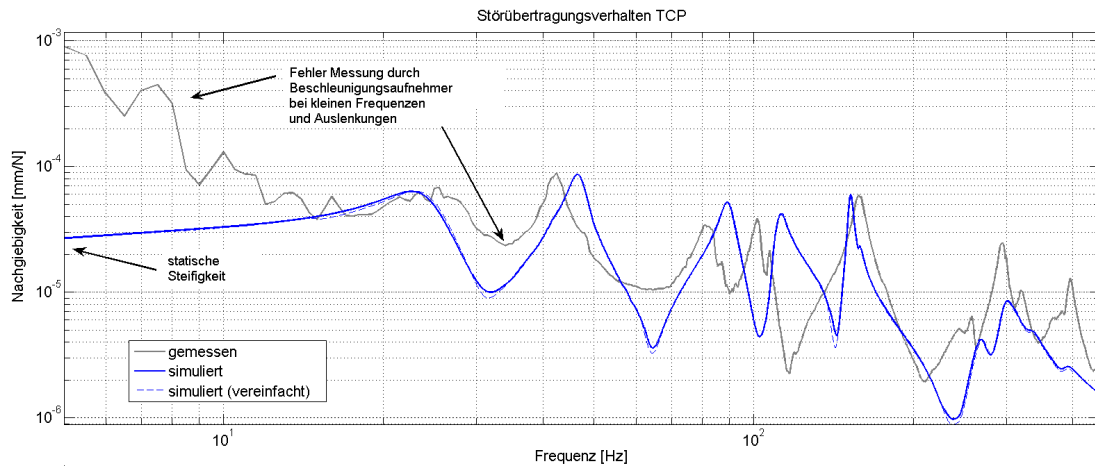


Abbildung 10: Dynamische Nachgiebigkeit = Amplitude Übertragungsverhalten am TCP in x-Richtung (Vergleich Messung - Simulation vollständige Betrachtung / vereinfacht)

5 Danksagung

Die theoretischen Arbeiten entstanden im Rahmen des Projektes »Energieeffiziente Produkt- und Prozessinnovationen in der Produktionstechnik« (eniPROD). eniPROD wird gefördert durch die Europäische Union und den Freistaat Sachsen.

Literatur

- [1] Groß, H. et al.: Elektrische Vorschubantriebe in der Automatisierungstechnik. 2.Auflage, Publicis Corporate Publishing, Erlangen, 2006
- [2] Schröder, D.: Elektrische Antriebe. Regelung von Antriebssystemen., 3.Aufl., Springer, Berlin, 2009
- [3] Oertli, T.: Strukturmechanische Berechnung und Regelungssimulation von Werkzeugmaschinen mit elektromechanischen Vorschubantrieben. Dissertation, Herbert Utz Verlag, 2008
- [4] Zirn, O., Weickert, S.: Modellbildung und Simulation hochdynamischer Fertigungssysteme, Springer, , 2006
- [5] Berkemer, J.: Gekoppelte Simulation von Maschinendynamik und Antriebsregelung unter Verwendung linearer Finite Elemente Modelle. Dissertation, Universität Stuttgart, 2003
- [6] Hatch, M.: Vibration Simulation Using Matlab and Ansys, Chapman&Hall/CRC, 2001
- [7] Benner, P.: Modellordnungsreduktion für strukturmechanische FEM-Modelle von Werkzeugmaschinen, TU Chemnitz, 2008, <http://archiv.tu-chemnitz.de/pub/2009/0172>