

**Kurzberichte  
der Hochschulgruppe Fertigungstechnik  
der Technischen Hochschulen und Universitäten  
der Bundesrepublik Deutschland**

o. Prof. Dr.-Ing. G. Spur  
Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik TU Berlin

## Verbesserung des dynamischen Verhaltens durch Verwendung verstellbarer Werkzeughalter

Dr.-Ing. U. Heisel und Dipl.-Ing. H. Grage

### 1. Einleitung

Für den Ausgleich fertigungsbedingter Maßfehler an spanend hergestellten Werkstücken werden Korrektoreinrichtungen angewandt, die das Verstellen des Werkzeugs um kleine Wege in Zustellrichtung erlauben. Dafür geeignete Werkzeughalter sind als steife Federn ausgebildet, so daß im elastischen Bereich beispielsweise mit pneumatisch oder hydraulisch erzeugter Kraft zu Kompensationszwecken verstellbar werden kann. Der Einsatz eines derartigen Stellelements ist gleichbedeutend mit einer Veränderung des dynamischen Systems der Werkzeugmaschine [1].

Nach Untersuchungen von Weck und Teipel [2] hat die Nachgiebigkeit des Werkzeugsystems wesentlichen Einfluß auf das gesamte Nachgiebigkeitsverhalten einer Maschine. Dieser Einfluß macht sich insbesondere in der Weise bemerkbar, daß ein statisch weiches Element mit hoher Eigenfrequenz und Dämpfung im Kraftfluß den Nachgiebigkeitsfrequenzgang in Richtung positiver Realteile verschiebt. Dies bedeutet, daß die dynamische Charakteristik einer Werkzeugmaschine im Hinblick auf die Neigung zu Ratterschwingungen bei Verwendung federelastischer Stelleinrichtungen günstig beeinflusst werden kann. In der Praxis wird das sogenannte Schwanenhalsprinzip beispielsweise bei der Drehbearbeitung sehr wirkungsvoll angewandt.

Für eine pneumatisch-hydraulisch betätigte Stelleinrichtung, die im wesentlichen zum Ausgleich von Werkzeugverschleiß und Positionierfehlern, aber auch von thermisch bedingten Fehlern am Werkstück angewandt wird, kann demnach ebenfalls eine Verbesserung der dynamischen Eigenschaften der Maschine erwartet werden. Um dies nachzuweisen, wurde ein starrer Werkzeughalter (1) mit gleichen geometrischen Abmessungen und gleicher Masse wie das pneumatisch-hydraulische Stellelement (2) als Vergleichsobjekt verwendet (Bild 1). Mit beiden Werkzeughaltern wurden an einer Drehmaschine Untersuchungen durchgeführt. In diesem Zusammenhang wurde insbesondere auf reproduzierbare Montagebedingungen geachtet. Da alle im dynamischen Wirksystem der Maschine liegenden Teilsysteme unverändert blieben, sind somit die auftretenden Unterschiede in den Meßergebnissen dem unterschiedlichen dynamischen Verhalten zwischen den Vergleichssystemen (1) und (2) zuzuschreiben.

### 2. Versuchsbedingungen

Zur Beurteilung des dynamischen Verhaltens eines Systems werden Nachgie-

bigkeitsfrequenzgänge ermittelt oder Rattersuche unternommen. Das Nachgiebigkeitsverhalten wird allgemein durch das folgende Gleichungssystem beschrieben:

$$\begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \Delta z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{xx} & G_{yx} & G_{zx} \\ G_{xy} & G_{yy} & G_{zy} \\ G_{xz} & G_{yz} & G_{zz} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}$$

$$\bar{x} = |G| \cdot \bar{F}$$

Darin ist  $\bar{x}$  der Verformungsvektor mit den translatorischen Bewegungsgrößen  $\Delta x$ ,  $\Delta y$  und  $\Delta z$  in den entsprechenden Koordinatenrichtungen,  $\bar{F}$  der Beanspruchungsvektor mit den Kraftkomponenten  $F_x$ ,  $F_y$  und  $F_z$  und  $|G|$  die Matrix der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge. Sie besteht aus neun Einzelfrequenzgängen, davon drei direkten Frequenzgängen in der Hauptdiagonalen der Matrix und sechs Kreuzfrequenzgängen. Der erste Index der Frequenzgänge beschreibt die Richtung der anregenden Kraft, der zweite Index die Richtung der Reaktion in Form von translatorischen Bewegungen.

Die vergleichenden Untersuchungen wurden für den Bearbeitungsfall Plandrehen vorgenommen. Da beim Plandrehen keine Zerspankraftkomponente in z-Richtung auftritt, reduziert sich das Gleichungssystem zu:

$$\begin{pmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{xx} & G_{yx} \\ G_{xy} & G_{yy} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \end{pmatrix}$$

Zur meßtechnischen Erfassung der Nachgiebigkeitsmatrix  $|G|$  werden die Kräfte  $F_x$  und  $F_y$  nicht an der Zerspanstelle eingeleitet, sondern derart, daß ihre Wirkungslinien durch die Hauptspindeldrehachse verlaufen. Dadurch werden das rotatorische Übertragungsverhalten der Hauptspindel und die daraus resultierende Einleitung von Momenten in das System nicht berücksichtigt. Diese Vernachlässigung ist jedoch allgemein zulässig.

### 3. Versuchsergebnisse

#### 3.1 Nachgiebigkeitsfrequenzgänge

Bild 2 zeigt in einer Gegenüberstellung für die Vergleichssysteme die Nachgiebigkeitsfrequenzgänge, wobei zu beobachten ist, daß besonders bei den direkten Frequenzgängen  $G_{xx}$  und  $G_{yy}$  geringere dynamische Nachgiebigkeiten für den verstellbaren Werkzeughalter kennzeichnend sind. Wie aus Bild 3 ersichtlich, trifft diese Aussage für den gesamten untersuchten Frequenzbereich zu. Darüber hinaus wurde in weiteren Untersuchungen festgestellt, daß die Veränderung des Stell-

drucks auf die dynamische Nachgiebigkeit des Stellelements nur einen geringen Einfluß ausübt. Im Gegensatz zu den direkten Nachgiebigkeitsfrequenzgängen weisen die Kreuzfrequenzgänge  $G_{xy}$  und  $G_{yx}$  des verstellbaren Werkzeughalters (2) teilweise größere dynamische Nachgiebigkeiten auf als die des Systems (1).

#### 3.2 Gerichtete Ortskurve

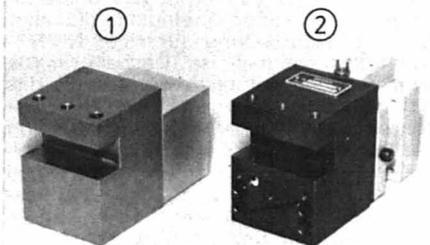
Um den direkten Vergleich mit Ergebnissen aus Ratterversuchen zu ermöglichen, werden gerichtete Ortskurven aufgenommen. Die Aufnahme dieser Ortskurven liefert Ergebnisse, die den Frequenzgang unter Berücksichtigung einer bestimmten Wirkrichtung der Erregerkraft wiedergeben. Die allgemeine Beschreibung der Nachgiebigkeitsfrequenzgänge in der Gauß'schen Zahlenebene lautet:

$$G_o(j\omega) = \sum_k d_k \cdot G_k(j\omega) \quad i, k = x, y, z.$$

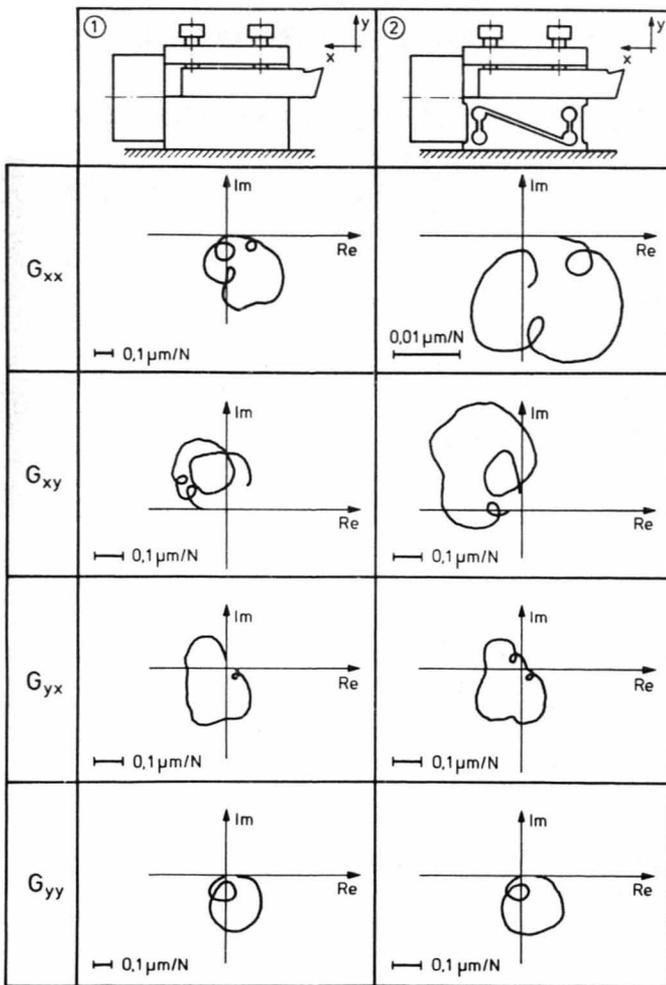
Dabei sind  $G_k(j\omega)$  die orthogonalen Nachgiebigkeitsfrequenzgänge und  $d_k$  die sogenannten Richtungsfaktoren, die die geometrischen Bedingungen des jeweiligen Bearbeitungsfalls, d. h. die Lage des Werkzeugs zum Werkstück sowie die Werkzeuggeometrie berücksichtigen. Mit den für den Bearbeitungsfall Plandrehen maßgebenden Richtungsfaktoren ergibt sich die Gleichung für die gerichtete Ortskurve zu:

$$G_o(j\omega) = \cos\varphi \cdot G_{xx} + \sin\varphi \cdot G_{yx}$$

wobei  $\varphi$  der von der Zerspankraft- und der Vorschubkraftichtung eingeschlossene Winkel ist. Er ist vom Werkstoff des Werkzeugs, vom Werkstoff des Werkstücks sowie von der Schneidengeometrie abhängig. Die gerichtete Ortskurve beschreibt damit das Nachgiebigkeitsverhalten der Maschine in Richtung des Oberflächennormalvektors infolge einer Kraftände-



1 Stellelement und Ersatzsystem mit gleicher Geometrie und Masse



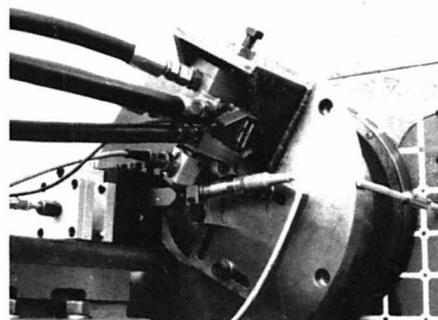
2 Nachgiebigkeitsfrequenzgänge für das Stellelement und das Ersatzsystem

zung in Richtung der resultierenden Schnittkraft. Wie aus der oben genannten Gleichung ersichtlich, ist die gerichtete Ortskurve für den vorliegenden Bearbeitungsfall für beliebige Winkel  $\varphi$  mit Hilfe des direkten Frequenzganges in  $x$ -Richtung  $G_{xx}(j\omega)$  und des Kreuzfrequenzganges  $G_{yx}(j\omega)$  bestimmbar. Dafür ist es notwendig, den Winkel zu berechnen, unter dem die resultierende Schnittkraft angreift. In Bild 4 ist die Versuchsanordnung zur Ermittlung der gerichteten Ortskurve an einer Drehmaschine wiedergegeben. Es wurden die Versuchsbedingungen zugrundegelegt, unter denen auch die Ermittlung der Rattergrenze durchgeführt wird.

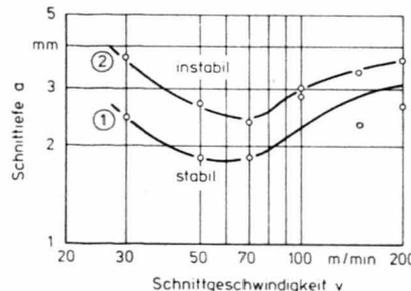
Bild 5 zeigt die Änderung der jeweils größten dynamischen Nachgiebigkeit und des größten negativen Realteils in Abhängigkeit von der Wirkrichtung der Erregerkraft für die beiden Vergleichssysteme (1) und (2) sowie für ein mit Spannpratze gehaltenes Werkzeug bei gleicher Auskraglänge. Man erkennt, daß sich die Werte für den verstellbaren Werkzeughalter nur im Falle des direkten Frequenzganges  $G_{xx}$  (Wirkrichtungswinkel der Erregerkraft  $\varphi = 0^\circ$ ) besonders günstig von denen der Vergleichssysteme abheben.

### 3.3 Rattergrenze

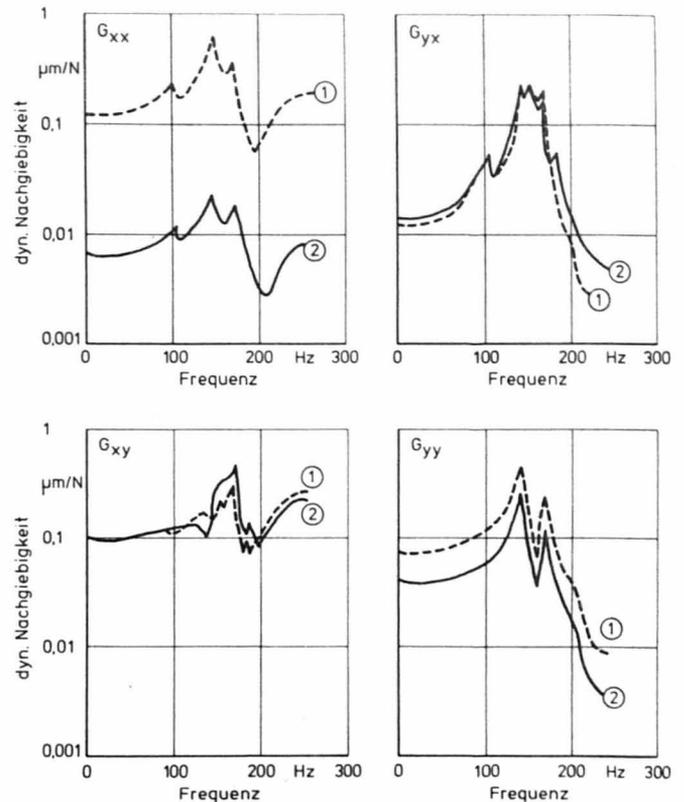
Der dadurch hervorgerufene, günstige Einfluß der vergleichsweise höheren Elastizität des Stellelements auf das dynamische Verhalten der Maschine bestätigt sich auch in den praktischen Ratterversuchen (Bild 6). Sie wurden in Abstechversuchen nach Milberg [3] durchgeführt und zeigen, daß die Rattergrenze bei der Bearbeitung mit verstellbarem Werkzeug-



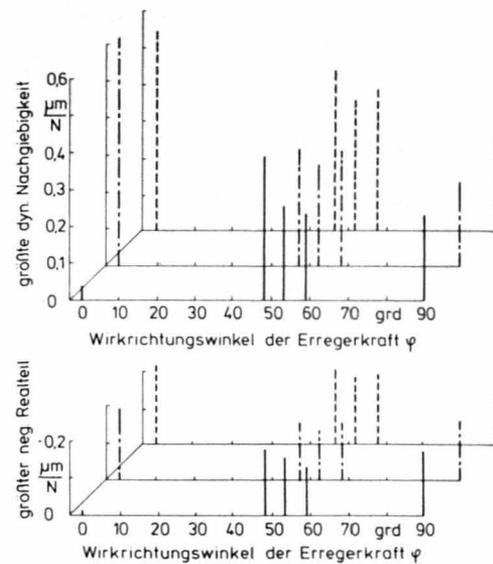
4 Versuchsanordnung zur Ermittlung gerichteter Ortskurven an einer Drehmaschine



6 Rattergrenzen für die Vergleichssysteme, ermittelt im Abstechversuch



3 Vergleich der dynamischen Nachgiebigkeit in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz für das Stellelement und das Ersatzsystem



5 Vergleich der größten dynamischen Nachgiebigkeit und des größten negativen Realteils für verschiedene Vergleichssysteme in Abhängigkeit vom Wirkrichtungswinkel der Erregerkraft

halter höher liegt, als das mit dem starren Vergleichssystem der Fall ist.

### Schrifttum

- Heisel, U.: Ausgleich thermischer Deformationen an Werkzeugmaschinen. Produktionstechnik Berlin, Band 10, Hrsg.: G. Spur. München: Carl Hanser Verlag 1980.
- Weck, M.; Teipel, K.: Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen. Berlin: Springer-Verlag 1977.
- Milberg, J.: Analytische und experimentelle Untersuchungen zur Stabilitätsgrenze bei der Drehbearbeitung. Dissertation TU Berlin 1971.