

Neue Möglichkeiten der Kompensation thermischer Störeinflüsse an Werkzeugmaschinen

Von Professor Dr.-Ing. R. Ichimiya* und Dipl.-Ing. U. Heisel**,
Berlin

DK 621.9.014-589:536.4

1. Einleitung

Die steigenden Qualitätsansprüche in der industriellen Fertigung führen notwendigerweise auch dazu, den Einfluß des thermischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen auf das Arbeitsergebnis so gering wie möglich zu halten. Neben konstruktiven Maßnahmen und gezielter Wärmeabfuhr wurde in jüngerer Zeit auch mit verschiedenen Kompensationseinrichtungen an der Verbesserung der Arbeitsgenauigkeit gearbeitet [1]. Unbedingte Voraussetzung für den Aufbau und die Installation von Kompensationssystemen ist dabei stets die genaue Kenntnis über das thermische Verhalten der Werkzeugmaschine, welche wegen der Komplexität der thermischen Wirkungskette und dem Einfluß zufälliger und umweltbedingter Parameter bekanntermaßen für jeden einzelnen Fall experimentell ermittelt werden muß [2, 3, 4]. Trotz der verhältnismäßig großen Anzahl veränderlicher Störgrößen ist es jedoch auf der Grundlage der im folgenden beschriebenen Kompensationsmethode möglich, thermisch bedingte Fehler an Werkzeugmaschinen weitgehendst auszugleichen. Dabei wird davon ausgegangen, daß zwischen dem in die verschiedenen Bauteile der Werkzeugmaschine eingeleiteten Wärmestrom und der Verlagerung an der Wirkstelle ein ursächlicher Zusammenhang besteht. Das Maß für die gespeicherte Wärmemenge ist die an exponierten Stellen herrschende Temperatur, welche als Verlagerungsäquivalent betrachtet werden kann. Der empirisch ermittelte Zusammenhang zwischen Temperaturerhöhung und Verlagerung läßt sich unter der Voraussetzung der Reproduzierbarkeit auch dann für die Kompensation thermisch bedingter Fehler ausnützen, wenn die Lage und Intensität der Wärmequellen veränderlich sind. Mit verhältnismäßig niedrigen Herstellungs- und

Wartungskosten können dann über ein geeignetes Temperaturmeßsystem beispielsweise Schrittmotore derart gesteuert werden, daß der verbleibende Fehler im Rahmen der Genauigkeit des Steuersystems vernachlässigbar klein bleibt. Den grundsätzlichen Aufbau einer mit Temperaturen als Verlagerungsäquivalente arbeitenden Kompensationssteuerkette zeigt Bild 1.

2. Theoretische Betrachtungen

Die an der Wirkstelle zu beobachtende Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück ergibt sich aus der Superposition aller Einzeldeformationen und -verlagerungen, die sich als Folge von betriebs- und umweltbedingten Temperaturerhöhungen einstellen. Die Gesamtverlagerung kann in ihrem zeitabhängigen Verlauf für die an der Wirkstelle definierten Koordinaten in der Form

$$\begin{pmatrix} \Delta x(t) \\ \Delta y(t) \\ \Delta z(t) \end{pmatrix} = \sum_{n=1}^m \begin{pmatrix} a_n \\ b_n \\ c_n \end{pmatrix} \vartheta_n(t) \quad (1)$$

angegeben werden. Darin bedeuten Δx , Δy und Δz die Komponenten der Gesamtverlagerung, ϑ die Temperatur, t die Zeit und m die Anzahl der Temperaturmeßstellen. In den Koeffizienten a_n , b_n und c_n seien diejenigen Einflüsse enthalten, mit denen sowohl die temperaturbedingte Volumenänderung eines Bauteils, als auch die Verlagerung dieses Teils gegenüber den benachbarten Volumina berücksichtigt werden. Wegen der vielen, in der thermischen Wirkungskette liegenden und somit an der Gesamtverlagerung beteiligten Bauteile ergäbe sich eine sehr große Meßstellenanzahl m , was jedoch praktisch nicht zu realisieren ist. Reduziert man die Gleichung (1) auf einige, wenige Glieder, so bleibt ein als Restglied zusammenfaßbarer Fehler δ . Die Bestimmung der konstanten Koeffizienten a_n , b_n , c_n erfolgt mit der Maßgabe, daß dieser Fehler verschwinden oder zumindest möglichst klein werden soll. Hierzu betrachtet man die Temperatur- und Verlagerungsverläufe an ausgewählten Stützstellen t_k ; $k = 1 \dots j$ aus dem Versuchsintervall. Die Bedingung für eine eindeutige Koeffizientenberechnung kann dann lauten:

– Minimierung der Summe der Fehlerquadrate über alle j Stützstellen

$$\sum_{k=1}^j \delta(t_k)^2 = \text{Min, oder} \quad (2)$$

– Minimierung des größten auftretenden Fehlers

$$\text{Max} \{ \delta(t_k); k = 1 \dots j \} = \text{Min.} \quad (3)$$

Im vorliegenden Fall wurde die Methode der kleinsten Fehlerquadrate angewandt.

3. Experimentelle Untersuchungen

Die Versuche wurden am Beispiel einer schnellaufenden Drehmaschine und an einer NC-Fräsmaschine für verschiedene Be-

* Prof. Dr.-Ing. R. Ichimiya ist Leiter des Department of Mechanical Engineering, Niigata University, Japan und z. Z. Gastprofessor der TU Berlin.
** Dipl.-Ing. U. Heisel ist wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik der TU Berlin (Leiter: o. Prof. Dr.-Ing. G. Spur)

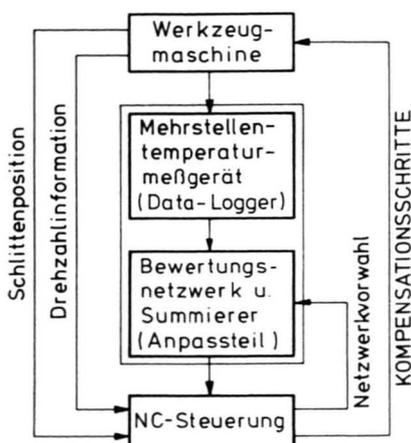


Bild 1. Prinzipieller Aufbau einer thermischen Kompensationssteuerkette

triebszustände durchgeführt. Dabei wurde im Leerlaufdauer- und Aussetzbetrieb jeweils die Drehzahl variiert.

3.1. Drehmaschine

Drehmaschinen sind den achsorientierten Werkzeugmaschinen zuzurechnen. Verlagerungen in horizontaler Richtung (x-Koordinate) wirken sich beim Längsdrehen als lineare Fehlergröße auf die geometrische Gestalt des Werkstückes aus, das gleiche gilt für Verlagerungen in axialer Richtung (z-Koordinate) beim Erzeugen von Planflächen. Dagegen wirken sich vertikale Verlagerungen (y-Koordinate) in Abhängigkeit vom Drehdurchmesser lediglich gering aus. Der durch sie am Werkstück verursachte Fehler beträgt jeweils nur wenige % einer gleichgroßen Verlagerung in x-Richtung. Deshalb wurden hier nur die Verlagerungen in der von den x- und z-Koordinaten aufgespannten Ebene betrachtet. Die thermisch bedingten Verlagerungen wurden als Relativmessung zum Support aus mit induktiv wirkenden berührungslosen Wegaufnehmern aufgenommen. Die Messungen erfolgen an einem Prüfdorn von 300 mm Auskraglänge, wobei die Meßstelle x_1 (angenommene

Wirkstelle) 280 mm von der Einspannstelle x_2 entfernt lag. Das Bild 2 zeigt an einem Beispiel die gemessenen Verlagerungen Δx und Δz . Die Kurven $\Delta x_1(t)$ und $\Delta x_2(t)$ unterscheiden sich von dem Verlauf $\Delta z(t)$ wesentlich dadurch, daß erstere positive und negative Werte annehmen, während die Axialverlagerung in allen Fällen positiv bleibt. Daraus kann geschlossen werden, daß der für die Verlagerung in z-Richtung verantwortlichen Spindelausdehnung verhältnismäßig einfache Beziehungen zugrunde liegen. Die Zusammenhänge bezüglich der Funktionen $\Delta x_1(t)$ und $\Delta x_2(t)$ beinhalten dagegen wenigstens zwei, zeitlich verschobene und gegenläufig orientierte Einflüsse. Aus Bild 3 ist die Lage der für diesen Versuch gewählten Meßorte zu ersehen. Mit den nach Maßgabe der Gleichung (2) bestimmten Koeffizienten erhält man

$$\Delta x_1(t) = 1,9 \vartheta_1(t) + 2,0 \vartheta_2(t) - 0,3 \vartheta_3(t) - 0,8 \vartheta_4(t) - 1,5 \vartheta_5(t) + 0,6 \vartheta_6(t) \tag{4}$$

$$\Delta x_2(t) = 0,2 \vartheta_1(t) + 2,6 \vartheta_2(t) - 0,1 \vartheta_3(t) + 0,4 \vartheta_4(t) - 1,2 \vartheta_5(t) - 1,1 \vartheta_6(t) \tag{5}$$

$$\Delta z(t) = -13,7 \vartheta_1(t) - 12,4 \vartheta_2(t) + 7,9 \vartheta_3(t) + 8,2 \vartheta_4(t) + 10,7 \vartheta_5(t) - 3,4 \vartheta_6(t) \tag{6}$$

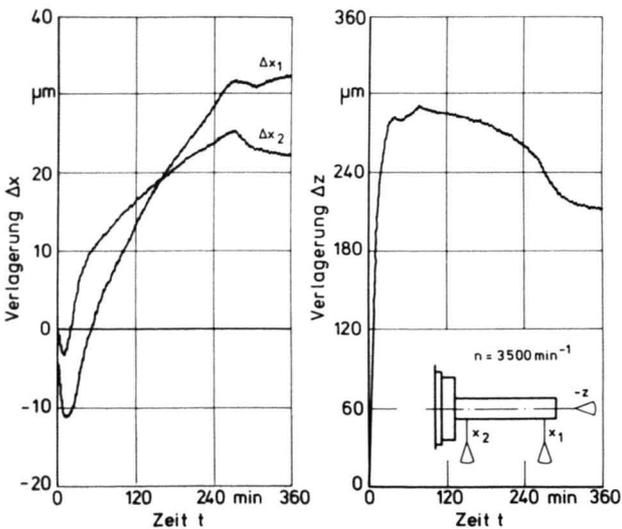


Bild 2. Horizontale und axiale Relativverlagerung zwischen Werkzeug und Werkstück an einer Drehmaschine

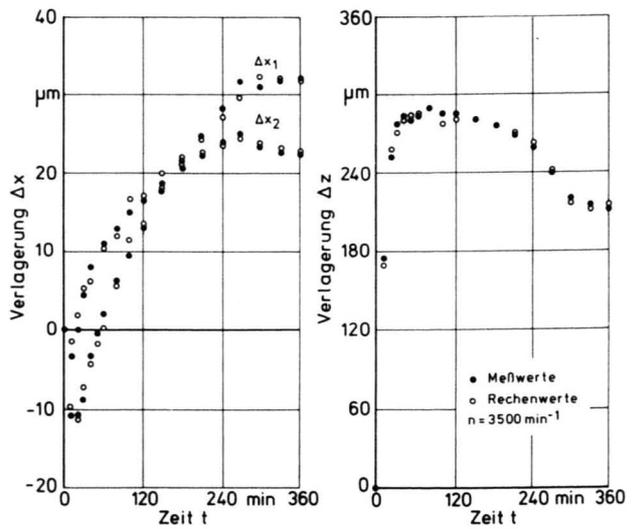


Bild 4. Verlagerungs- und Kompensationswerte für die x- und z-Koordinaten einer Drehmaschine bei $n = 3500 \text{ min}^{-1}$

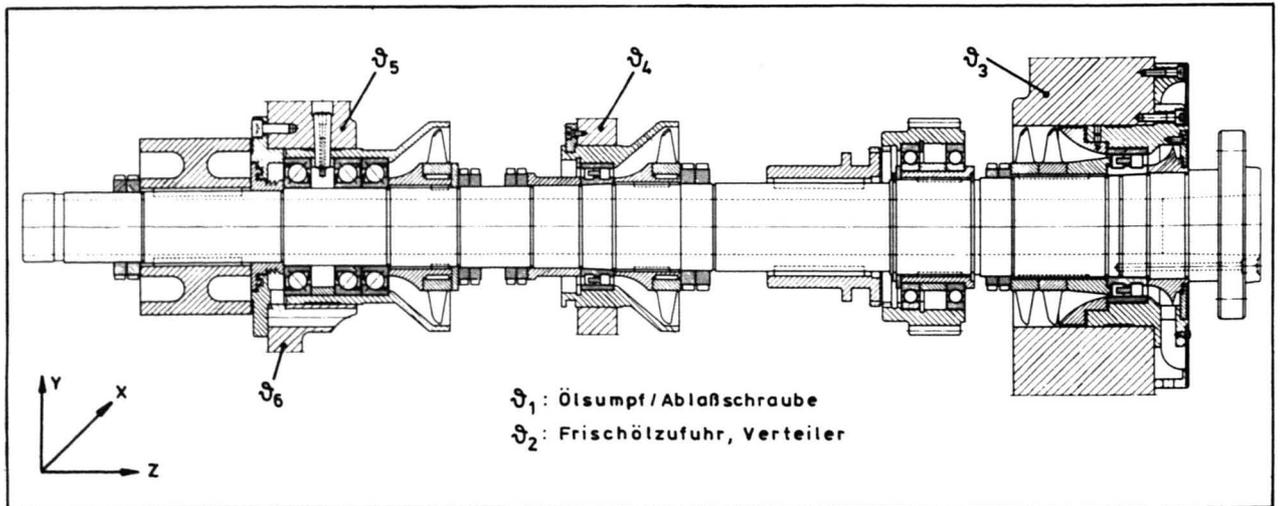


Bild 3. Anordnung der Temperaturmeßstellen im Getriebe einer Drehmaschine

Die aus diesen Gleichungen berechneten Kompensationswerte zeigt Bild 4. Dabei betragen die maximalen Fehler $\delta_{x_1} = 2,5 \mu\text{m}$, $\delta_{x_2} = 2,2 \mu\text{m}$ und $\delta_z = 9,3 \mu\text{m}$. Gegenüber den Gleichungen (4), (5) und (6) ergibt sich bei einer Verringerung der Temperaturmeßstellen mit

$$\begin{aligned} \Delta x_1(t) &= 7,0 \vartheta_2(t) - 3,0 \vartheta_4(t) - 1,7 \vartheta_5(t) & (7) \\ \Delta x_2(t) &= 2,5 \vartheta_2(t) + 0,1 \vartheta_4(t) - 1,6 \vartheta_5(t) & (8) \\ \Delta z(t) &= 49,0 \vartheta_2(t) + 29,8 \vartheta_4(t) + 11,2 \vartheta_5(t) & (9) \end{aligned}$$

eine Erhöhung der maximalen Fehler $\delta_{x_1} = 4,6 \mu\text{m}$, $\delta_{x_2} = 2,7 \mu\text{m}$ und $\delta_z = 43,9 \mu\text{m}$. Mit veränderter Kombination der Temperaturmeßstellen gilt Gleiches auch für die übrigen, durchgeführten Versuche. Da die Wahl der Meßorte jedoch willkürlich erfolgte, ist eine allgemeingültige Aussage über die Gewichtung des Einflusses der Temperatur an einer bestimmten Meßstelle nicht möglich. Dagegen kann im voraus ein vereinfachtes Gleichungssystem in Anwendung gebracht werden, wenn durch andere Kompensationsmaßnahmen, wie z. B. Kühlung, am Gesamtverlagerungsgang beteiligte Einflüsse teilweise oder ganz ausgeschlossen werden können.

3.2. Fräsmaschine

Es wurden die in Bild 5 dargestellten Meßpunkte gewählt. Dabei wurden für die Verlagerungsmessung pneumatische Feintaster und für die Temperaturmessung Kupfer-Konstantan-Thermoelemente eingesetzt. Ähnlich den Betrachtungen an der untersuchten Drehmaschine erfolgte hier aus Gründen der symmetrischen Konstruktion der Fräsmaschine eine Einschränkung der Verlagerungsmessung auf die x-z-Ebene. Darüberhinaus blieben die Winkelverlagerungen der Spindel unberücksichtigt, da sich die relative Lage des Werkzeuges zum Werkstück im Unterschied zur Drehbearbeitung auf die geometrische Gestalt des Fräsproduktes nicht maßgeblich auswirkt.

Die zuvor erwähnte Anwendung vereinfachter Gleichungssysteme wurde beispielsweise in folgenden Fällen überprüft:

1. Die Fräsmaschine läuft im normalen Betriebszustand. Die Lage der Wärmequellen und die Verteilung der Kapazitäten rechtfertigen die Vermutung, daß an den gemessenen Verlagerungen hauptsächlich das thermische Verhalten des Spindelkopfes und der Säule beteiligt ist. Das Verlagerungsäquivalent für die Verlagerung in x-Richtung lautet in diesem Fall

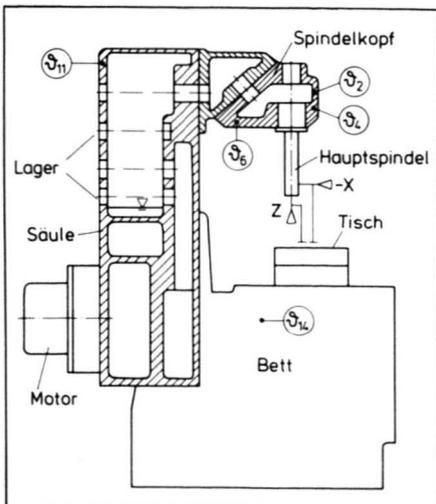


Bild 5. Anordnung der Meßstellen an einer NC-Fräsmaschine

$$\Delta x(t) = a_0 + a_6 \vartheta_6(t) + a_{11} \vartheta_{11}(t). \quad (10)$$

In den Versuchen erfolgte die Schmierung innerhalb des Getriebes mit Öl, dagegen wurde im Spindelkopf mit Fett geschmiert. Bild 6 zeigt die mit $a_0 = -6,7$, $a_6 = 4,8$ und $a_{11} = -0,2$ berechneten Kompensationswerte. Der hierbei auftretende, maximale Fehler betrug lediglich $6,7 \mu\text{m}$.

2. Durch die einfache Gleichung

$$\Delta x(t) = a_0 + a_4 \vartheta_4(t) \quad (11)$$

wird ein Betriebszustand der Maschine beschrieben, für den durch Aufheizen des Spindelkopfes kleine Zeitkonstanten kennzeichnend sind. Der Beharrungszustand wird durch rasches Überwinden der instationären Phase schon nach kurzer Zeit erreicht. Das Aufheizen des Spindelkopfes erfolgte mit Heißluft (170°C , 6 l/min), im stationären Bereich wurde mit gleichem Luftstrom bei Raumtemperatur gekühlt. Gleichzeitig wurde die Säulentemperatur mit einem durch das Getriebe geleiteten Ölstrom von 25 l/min konstant auf 15°C gehalten. 90% der Verlagerung im Beharrungszustand waren bereits nach etwa 20 min erreicht. Bild 7 läßt erkennen, daß die Beharrungswerte niedriger als im ersten Beispiel liegen. Mit $a_0 = 13,0$ und $a_4 = 4,0$ ergibt sich ein maximaler Fehler von $18 \mu\text{m}$ in der Aufheizphase.

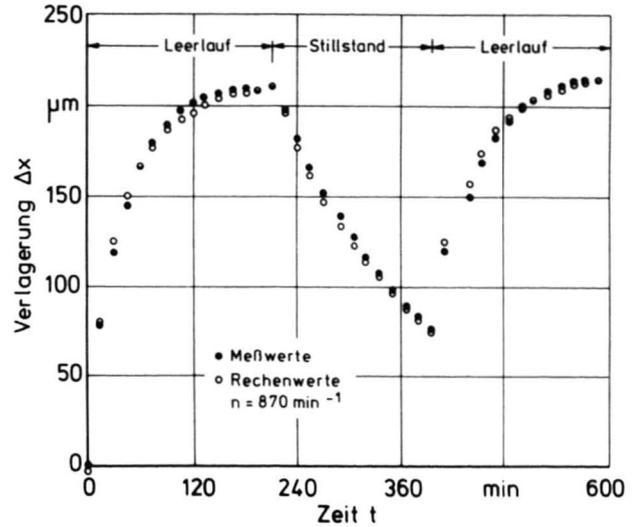


Bild 6. Verlagerungs- und Kompensationswerte für die x-Koordinate einer NC-Fräsmaschine bei $n = 870 \text{ min}^{-1}$

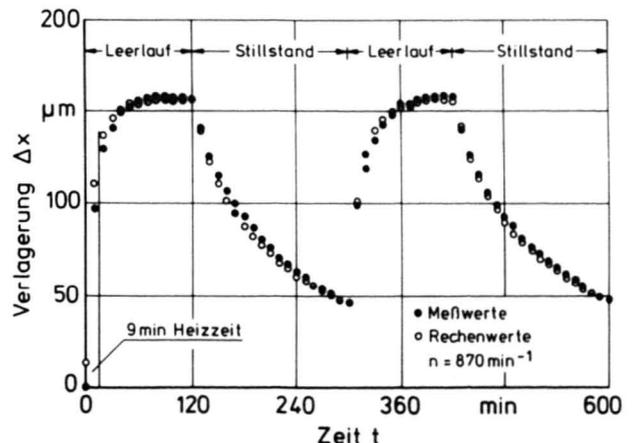


Bild 7. Verlagerungs- und Kompensationswerte für die x-Koordinate einer NC-Fräsmaschine bei $n = 870 \text{ min}^{-1}$ und 9 min Vorheizzeit

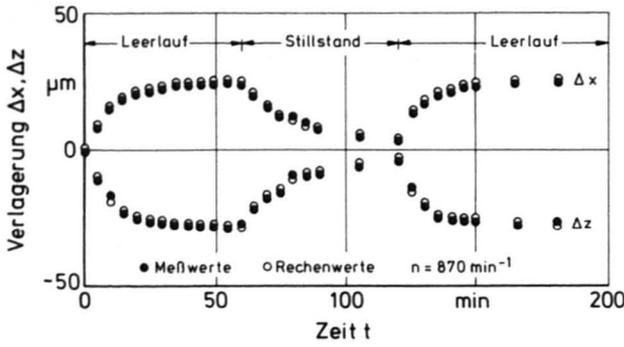


Bild 8. Verlagerungs- und Kompensationswerte für die x- und z-Koordinate einer NC-Fräsmaschine bei $n = 870 \text{ min}^{-1}$ und Kühlung von Spindelkopf und Säule

3. Werden im Unterschied zu vorgenannten Beispielen sowohl der Spindelkopf als auch die Säule mit dem Ziel noch geringerer Verlagerungsendwerte gekühlt, so muß neben dem thermischen Verhalten des Spindelkopfes und des Ständers auch das des Maschinenbettes berücksichtigt werden. Es gelten dann

$$\Delta x(t) = a_0 + a_2 \vartheta_2(t) + a_{11} \vartheta_{11}(t) + a_{14} \vartheta_{14}(t) \quad (12)$$

$$\Delta z(t) = c_0 + c_2 \vartheta_2(t) + c_{11} \vartheta_{11}(t) + c_{14} \vartheta_{14}(t). \quad (13)$$

Die Kühlung erfolgte im Spindelkopf durch einen Ölstrom von 20 l/min und im Getriebe von 7 l/min jeweils mit 15°C . Die für diese Versuche mit $a_0 = 1,8$, $a_2 = 1,4$, $a_{11} = 1,3$, $a_{14} = 3,5$ und $c_0 = 2,0$, $c_2 = -2,3$, $c_{11} = -1,3$, $c_{14} = -2,4$ aus den Gleichungen (12) und (13) berechneten Werte sind in Bild 8 dargestellt. Ihre Übereinstimmung mit der gemessenen Verlagerung ist für alle Zeitpunkte besser als bei den vorherigen Versuchsbedingungen.

Die Auswertung aller unter 3.1. und 3.2. durchgeführten Versuche ergab, daß die thermisch bedingten Verlagerungen

an den untersuchten Werkzeugmaschinen als lineare Gleichungen in Abhängigkeit von einigen, wenigen Temperaturen für den jeweiligen Betriebszustand darstellbar sind.

4. Zusammenfassung

Am Beispiel einer Dreh- und einer NC-Fräsmaschine wurde auf der Grundlage experimenteller Untersuchungen gezeigt, daß ein als lineare Gleichung darstellbarer Zusammenhang zwischen der thermisch bedingten Verlagerung des Werkzeuges relativ zum Werkstück und einigen wenigen Temperaturen in der Werkzeugmaschine besteht. Um eine ausreichende Näherung der aus dieser Gleichung berechneten Werte an die gemessenen zu erreichen, werden für viele Fälle nur maximal drei Temperaturmeßstellen benötigt. Eine entsprechend mit verhältnismäßig geringem Aufwand aufgebaute Meßsteuerung dürfte im Rahmen von üblicherweise geforderten Genauigkeiten ausreichend arbeiten.

Literatur

1. P. de Haas: Thermisches Verhalten von Werkzeugmaschinen unter besonderer Berücksichtigung von Kompensationsmöglichkeiten. Berlin, Techn. Univ., Dr.-Ing. Diss. 1975.
2. J. Schunck: Untersuchungen über die Auswirkung thermisch bedingter Verformungen auf die Arbeitsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen. Aachen, Techn. Hochschule, Dr.-Ing. Diss. 1966.
3. B. Dencker: Untersuchungen über das thermische Verhalten von Drehmaschinen unter besonderer Berücksichtigung ihrer konstruktiven Gestaltung. Berlin, Techn. Univ., Dr.-Ing. Diss. 1968.
4. H. Fischer: Beitrag zur Untersuchung des thermischen Verhaltens von Bohr- und Fräsmaschinen. Berlin, Techn. Univ., Dr.-Ing. Diss. 1970.

Verfasser: Prof. Dr.-Ing. R. Ichimiya und Dipl.-Ing. U. Heisel, Inst. für Werkzeugmaschinen und Fertigungstechnik, TU Berlin, Fasanenstraße 90, 1000 Berlin 12
1086 A