

Betriebszustandsabhängige Bestimmung strukturdynamischer Eigenschaften der Hauptspindel

Strukturdynamisches Verhalten der Hauptspindel im Betrieb

C. Brecher, M. Fey, A. Strachkov

ZUSAMMENFASSUNG Als zentrale Komponente einer Fräsmaschine bestimmt die Hauptspindel maßgeblich die Genauigkeit sowie die Leistungsgrenzen des Fräsprozesses. Während des FräSENS ist die Hauptspindel zugleich statischen und dynamischen Belastungen ausgesetzt. Variationen der Prozessparameter und Betriebszustände beeinflussen dabei die strukturdynamischen Eigenschaften – sowohl statisch als auch dynamisch. Durch eine kontinuierliche Überwachung dieser Eigenschaften lassen sich potenziell spindelschädliche Bearbeitungsoperationen frühzeitig erkennen und vermeiden.

STICHWÖRTER

Fertigungstechnik, Fräsen, Werkzeugmaschinen

Structural-dynamic behavior of the main spindle during machining – Determining the main spindle's structural-dynamic properties based on operating conditions

ABSTRACT As a key component of a milling machine, the main spindle decisively determines the accuracy and performance limits of the milling process. During machining, the spindle is simultaneously subjected to static and dynamic loads. Variations in process parameters and operating conditions influence its structural-dynamic properties—both static and dynamic. Continuous monitoring of these properties enables the early detection and avoidance of machining operations that could potentially damage the spindle.

1 Einleitung und Motivation

Ein präzises Verständnis der wechselwirkenden Einflüsse auf das Verhalten einer Hochgeschwindigkeitsspindel bildet die Grundlage für jede weiterführende Analyse ihrer Leistungs- und Zuverlässigkeitsgrenzen. [1]

Neben dem thermo-elastischen Zustand wirken sich vor allem Drehzahl, Werkzeuglänge und Lastzustand auf das Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten der Hauptspindel als Wellen-Lager-System aus [2]. Informationen über den aktuellen statischen und dynamischen Zustand der Hauptspindel sind wiederum essenziell für Anwendungen, wie etwa die Ermittlung der Prozesskräfte, die Zustandsüberwachung, die Prozessauslegung und die Ratterüberwachung [3]. Besonders relevant können Informationen über die strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel sein, um Bearbeitungsoperationen zu identifizieren, die potenziell Spindelschäden verursachen könnten.

Auf die strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel kann über die Messung der relativen Wellenverlagerung rückgeschlossen werden. Die vorliegende Arbeit stellt eine Methodik zur Bestimmung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel während der Bearbeitung vor.

2 Beschreibung des Vorgehens und Versuchsaufbau

In diesem Kapitel wird das methodische Vorgehen zur Bestimmung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel systematisch vorgestellt. Ausgangspunkt ist ein integriertes Mess-

system, das die relative Verlagerung der Spindelwelle gegenüber dem Spindelgehäuse erfasst und so eine fundierte Bewertung der Spindeldynamik ermöglicht.

Darauf aufbauend wird das Modellierungskonzept erläutert, mit dem diese Eigenschaften mathematisch beschrieben werden. Zuletzt wird das Messverfahren zur experimentellen Ermittlung der Frequenzgänge der Hauptspindel dargestellt. Dieses strukturierte Vorgehen bildet die Grundlage, um die Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften der Hauptspindel unter realen Prozessbedingungen quantitativ zu bewerten.

2.1 Hauptspindel mit integrierten Verlagerungssensoren

In der Untersuchung wird das Bearbeitungszentrum „DMU65 Monoblock“ der Firma DMG Mori eingesetzt. Die Maschine verfügt über eine Hauptspindel, in die Verlagerungssensoren zur Messung der Relativbewegung der rotierenden Welle integriert sind. Das Messsystem ist in Bild 1 sowie in [4] detailliert dargestellt.

Die Erfassung der Wellenverlagerung basiert auf Signalen kontaktloser Wirbelstromsensoren. Insgesamt sind drei radial sowie drei axial ausgerichtete Sensoren verbaut. Die Sensorsignale werden mit einer Abtastrate 20 kHz erfasst. Um die relative Verlagerung der Welle während der Rotation zu bestimmen, muss zuerst die Formabweichung der Spindelwelle kompensiert werden. Dazu wird die Winkelstellung der Welle simultan erfasst. Für jeden Sensor wird im lastfreien Zustand bei konstanter Drehzahl ein Kennfeld berechnet, welches die Formabweichung der Messfläche sowie mögliche Unwucht- und Fliehkräfte abbildet.

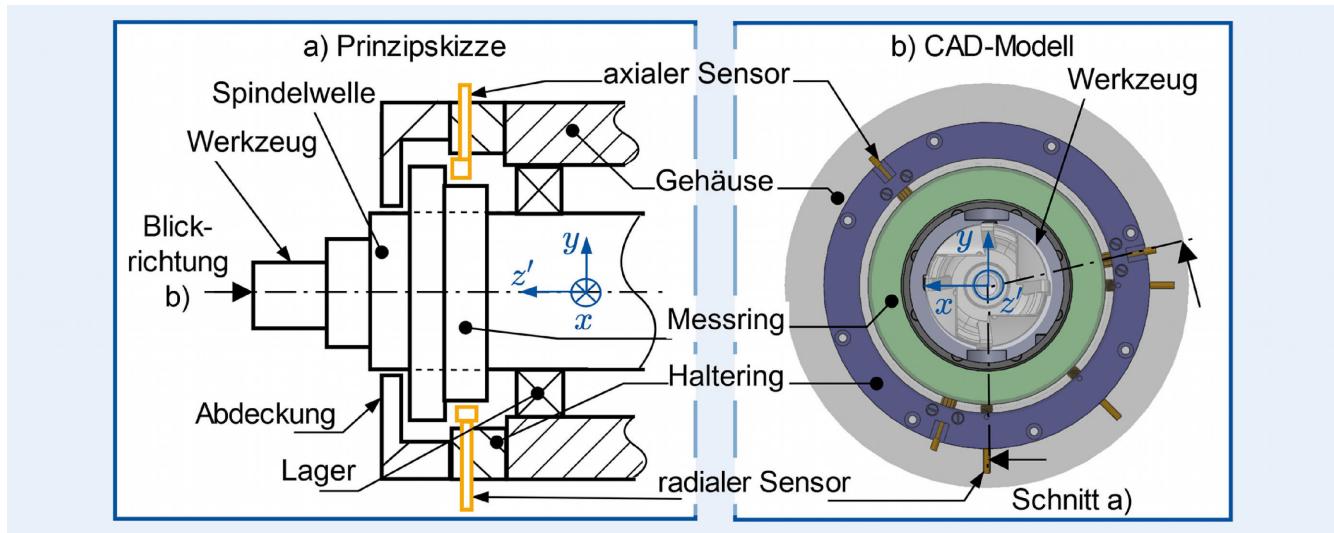


Bild 1. Messsystem zur Erfassung der Spindelwellenverlagerung. Grafik: eigene Darstellung

Die Verlagerungssignale der radialen Sensoren werden mithilfe der Umkreisgleichung in die Verlagerungen der Spindelwelle im Maschinenkoordinatensystem x und y umgerechnet. Die axiale Verlagerung z sowie die Verkipplungen φ_x und φ_y um die Achsen X und Y ergeben sich durch die Lösung der Ebenengleichung. [2]

Nach der Bestimmung von x , y und z wird das thermische Verhalten der Hauptspindel berücksichtigt. Die Berechnung der thermisch bedingten relativen Verlagerung (verursacht durch das ungleichmäßige Wachstum von Spindelwelle und -gehäuse) erfolgt nach der Methode in [5]. Die von Formabweichungen und thermischen Effekten bereinigten Verlagerungssignale repräsentieren schließlich die prozesslastbedingte Verlagerung der Spindelwelle und können zur Ermittlung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel herangezogen werden. [2]

2.2 Modellierung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel

Das strukturdynamische Verhalten der Hauptspindel kann für einen gegebenen Arbeitspunkt exemplarisch in der X-Richtung durch die Übertragungsfunktion $G_{sp}^{x, F_x}(s)$ beschrieben werden. Diese Funktion stellt die Prozesskraft $F_x(s)$ am TCP (Tool Center Point) als Anregung der gemessenen relativen Wellenverlagerung $x(s)$ als Systemantwort gegenüber.

$$G_{sp}^{x, F_x}(s) = \frac{x(s)}{F_x(s)} \quad (2)$$

Zur vollständigen Beschreibung werden analoge Übertragungsfunktionen in den Richtungen Y und Z eingeführt. Unter der Annahme konstruktiver Rotationssymmetrie gelten für X und Y identische radiale Übertragungsfunktionen $G_{rad}(s)$, während die axiale Komponente durch $G_{ax}(s)$ abgebildet wird.

$$G_{sp}(s) = \begin{bmatrix} G_{sp}^{x, F_x}(s) \\ G_{sp}^{y, F_y}(s) \\ G_{sp}^{z, F_z}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{x(s)}{F_x(s)} \\ \frac{y(s)}{F_y(s)} \\ \frac{z(s)}{F_z(s)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{rad}(s) \\ G_{rad}(s) \\ G_{ax}(s) \end{bmatrix} \quad (3)$$

Das Verhalten wird im Wesentlichen durch das eingesetzte Werkzeug, die Drehzahl der Hauptspindel und die momentane Prozesslast bestimmt. Jede Kombination dieser drei Parameter

definiert einen spezifischen Arbeitspunkt, in welchem die genannten Übertragungsfunktionen eindeutig gelten. Die Modellierung von $G_{rad}(s)$ und $G_{ax}(s)$ wird im folgenden Kapitel erläutert.

2.3 Messung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel

Die strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel lassen sich messtechnisch in Form von Frequenzgängen erfassen [6]. Für die Messung in einem definierten Arbeitspunkt ist eine Anregung im Frequenzbereich erforderlich. Es existieren verschiedene Verfahren, um eine solche Anregung zu realisieren, etwa piezoelektrische, elektrohydraulische oder elektromagnetische Erreger [7]. Für die Untersuchung der Spindeldynamik unter Rotation benötigen die genannten Erregersysteme aber eine spezielle Lasteinleitungseinheit, die eine Krafeinleitung auf das rotierende Werkzeug ermöglicht. Eine derartige Einheit kann wiederum aufgrund der zusätzlichen Masse und Lagerung die strukturdynamischen Eigenschaften des Gesamtsystems beeinflussen.

Eine alternative Messtechnik ist die Anregung mit einem Impulshammer. Dieser erzeugt einen kurzzeitigen, quasi Dirac-förmigen Kraftstoß, der ohne rotierende Kraftübertragung ein breites Frequenzspektrum anregt. Sein Vorteil besteht darin, dass die Dynamik der Hauptspindel mit praxistauglichen Werkzeugen beziehungsweise Werkzeugdummmys vergleichbarer Eigenschaften untersucht werden kann. [8]

Für die Untersuchung wurde ein automatisierter Impulshammer eingesetzt. Das System besteht aus einer Bedieneinheit und einer Anregungseinheit. Die Anregungseinheit umfasst ein Gehäuse, das beispielsweise auf einem Stativ befestigt werden kann, sowie einen frei beweglichen Schlagkörper. Automatisiert erzeugt die Bedieneinheit einen Stromimpuls in festgelegten Zeitintervallen, der den im Gehäuse integrierten Elektromagneten aktiviert und den Schlagkörper beschleunigt. Beim schlagartigen Kontakt des Schlagkörpers mit dem Werkzeug wird die auftretende Kraft von einem am Schlagkörper montierten piezoelektrischen Kraftsensor erfasst. Die gleichzeitig aufgezeichneten Anregungssignale und die Signale der Verlagerungssensoren ermöglichen es, das Übertragungsverhalten der Hauptspindel mit eingesetztem Werkzeug in einem definierten Arbeitspunkt zu bestimmen. Bild 2

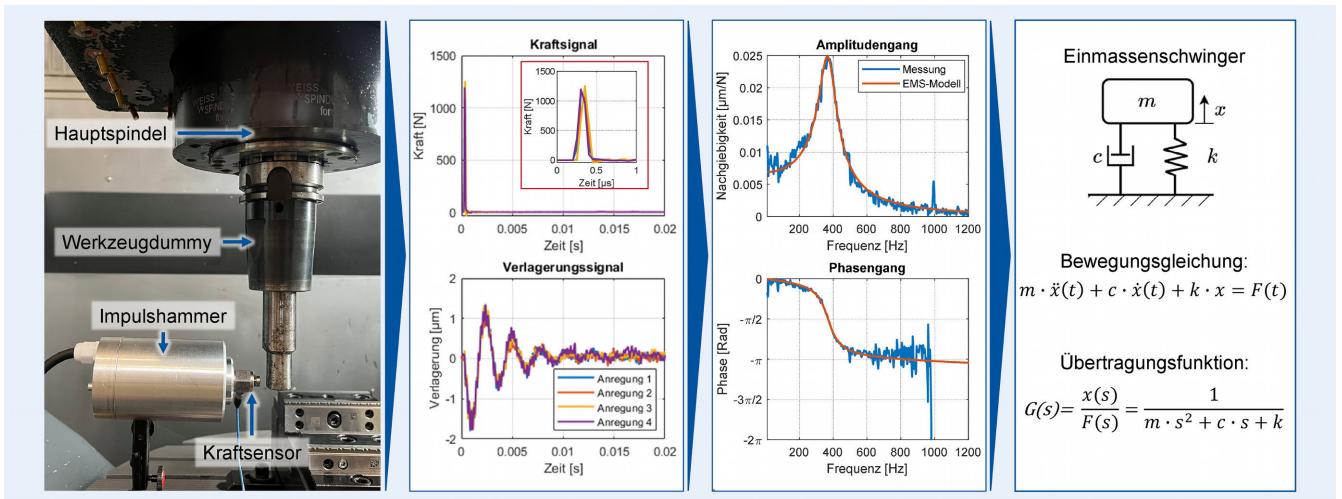


Bild 2. Messung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel. Grafik: eigene Darstellung

Tabelle 1. Parametervariation

Variierte Parameter	Bereich der Variation	Iterationsschritt
Werkzeuglänge	30 – 330 mm	30 mm
Rotationsdrehzahl	0 – 20.000 U/min	4000 U/min
Radiale Last	0 – 5.000 N	1000 N
Axiale Last	-3000 – 5000 N	1000 N

zeigt die Gegenüberstellung der Kraft- und Verlagerungssignale, die bei einer Spindeldrehzahl von rund 8000 U/min aufgenommen wurden.

Die nahezu identischen Verläufe der vier Anregungen weisen auf eine hohe Wiederholgenauigkeit der mit dem automatisierten Impulshammer erzeugten Impulse hin und reduzieren somit mögliche messbedingte Unsicherheiten. Aus den gemessenen Kraft- und Verlagerungssignalen werden pro Arbeitspunkt jeweils vier Frequenzgänge berechnet, die anschließend im Frequenzbereich gemittelt werden. [7]

Die ermittelten Frequenzgänge werden nachträglich mit einem zeitinvarianten linearen Einmassenschwinger-Modell (EMS-Modell) approximiert: Dabei werden die Parameter für Masse m , Dämpfung c und Steifigkeit k durch Kurvenanpassung im Frequenzbereich identifiziert. Die angepasste Steifigkeit k entspricht der statischen Steifigkeit der Hauptspindel. Das gesamte Vorgehen ist in Bild 2 illustriert.

3 Modellierungsvorgehen

Die Faktoren, welche das strukturdynamische Verhalten der Hauptspindel beeinflussen, lassen sich in zwei Kategorien einteilen: prozessparameterabhängige und zustandsabhängige Einflüsse.

Zu den prozessparameterabhängigen Effekten zählen Größen, die bereits in der Prozessplanung festgelegt werden, vor allem die Betriebsdrehzahl und das verwendete Werkzeug. Zustandsabhängige Effekte ergeben sich aus dem aktuellen Maschinenzustand und umfassen die anliegende Prozesslast sowie den thermischen Zustand der Spindelbaugruppe. In dieser Arbeit werden die prozessparameterabhängigen Einflüsse und die Prozesslast berücksichtigt, thermische Effekte werden nicht betrachtet.

3.1 Erstellung eines simulierten Parameterfelds

Zur Simulation des betriebsabhängigen strukturdynamischen Verhaltens von Wellen-Lager-Systemen existieren diverse Ansätze wie Mehrkörpersimulation, Finite-Elemente-Methode, analytische Modellierung sowie diverse Kombinationen der genannten Methoden [9, 10]. In diesem Beitrag kommt die spezielle Software für die Berechnung der Wellen-Lager-Systeme „Mesys“ zum Einsatz [11].

Zunächst wurde das Betriebsverhalten der Hauptspindel mit Mesys berechnet und dann anhand der experimentell ermittelten Frequenzgänge angepasst. Für die Parametervariation wurden die in Tabelle 1 aufgeführten Größen iterativ verändert; insgesamt entstanden so 3564 Arbeitspunkte.

Für jeden Arbeitspunkt wurden die axialen und radialem Nachgiebigkeiten als Differentialquotient der Verlagerung nach der Last bestimmt. Diese Nachgiebigkeit wurde anschließend in die zugehörige Steifigkeit überführt, indem ihr Kehrwert gebildet wurde.

Die so erhaltenen axialen, radialem sowie Kreuz-Steifigkeiten wurden in drei vierdimensionalen Parameterfeldern abgelegt. Fertigungstoleranzen und möglicher Verschleiß der Spindelkomponenten blieben im reinen Simulationsmodell unberücksichtigt, weshalb das numerische Parameterfeld anschließend mit den Messdaten abgeglichen wurde. Auf diese Weise lassen sich auch solche Arbeitspunkte zuverlässig vorhersagen, die messtechnisch nicht direkt zugänglich sind.

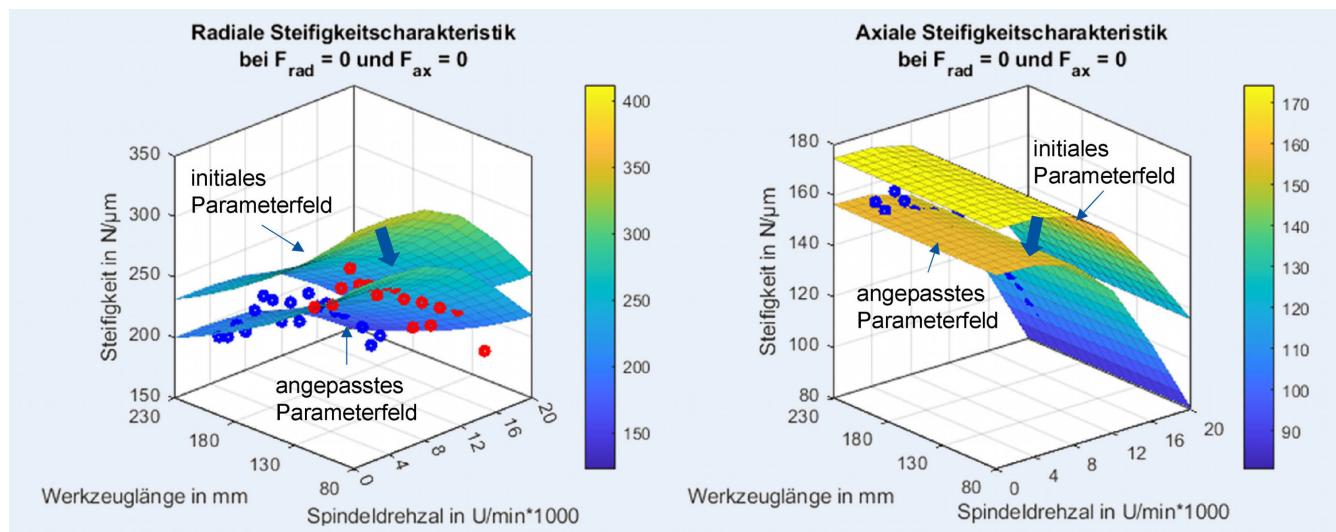


Bild 3. Gemessene axiale und radiale Steifigkeit. Grafik: eigene Darstellung

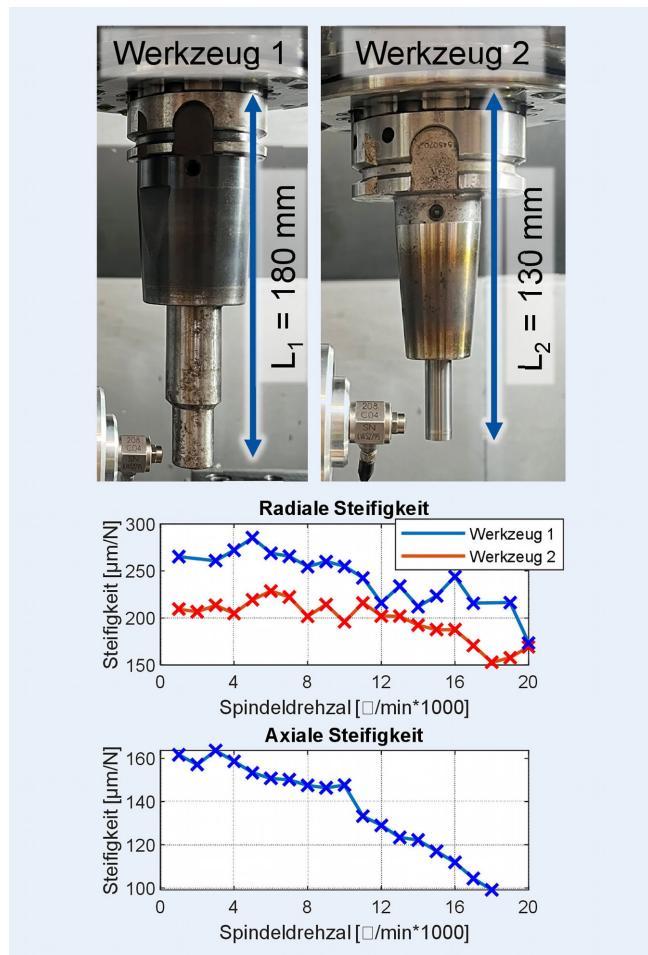


Bild 4. Abgleich der simulierten Parameterfelder. Grafik: eigene Darstellung

3.2 Abgleich der Parameterfelder

Die axialen und radalen strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel wurden zum Abgleich mit den simulierten Parameterfeldern für zwei Werkzeugdummys unterschiedlicher Länge erfasst und bei Drehzahlen zwischen 0 und 20 000 U/min

(Maximaldrehzahl der Spindel) gemessen. Bild 3 zeigt die daraus berechneten axialen und radialen statischen Steifigkeiten.

Für die radiale Steifigkeitsmessung kamen zwei Werkzeugdummys zum Einsatz: Werkzeug 1 mit einer Länge von 180 mm und Werkzeug 2 mit 130 mm, um den Einfluss der Werkzeuglänge explizit zu berücksichtigen.

Da die Messungen der strukturdynamischen Eigenschaften im lastfreien Zustand erfolgten, wurden aus den Parameterfeldern die Kennlinien für die Kraftkomponenten $F_{rad} = 0$ und $F_{ax} = 0$ extrahiert und mit den Messwerten verglichen. Die Anpassung geschah, indem für die experimentell erfassten Arbeitspunkte ein zweidimensionales Polynom in Abhängigkeit von Werkzeuglänge und Drehzahl mittels der Methode der kleinsten Quadrate bestimmt wurde. Dieses Polynom skalierte anschließend das gesamte Parameterfeld, sodass auch Arbeitspunkte unter Prozesslast konsistent korrigiert sind.

Die so angepassten Parameterfelder werden in Kapitel 4 zur Beschreibung der strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel verwendet (Bild 4).

3.3 Berechnung der Prozesskraft

Die Validierung der ermittelten strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel im Betrieb erfolgte durch den Vergleich der aus den gemessenen Verlagerungen der Spindelwelle berechneten Prozesskräfte mit der Prozesskraft, die mithilfe der Kraftmessplatte vom Typ „Kistler 9257A“ gemessen wurde.

Zur Berechnung der Prozesskraft wurde ein Zustandsbeobachter in Form eines erweiterten Kalman-Filters (EKF, englisch: extended Kalman filter) verwendet [12]. Für die einzelne Richtung der wirkenden Prozesskräfte wurden einzelne Übertragungsfunktionen zweiter Ordnung definiert, die einem EMS entsprechen (analog zur Ermittlung der statischen Steifigkeiten anhand der gemessenen Übertragungsfunktionen).

Die berechneten Steifigkeiten wurden aus den angepassten Parameterfeldern folgenderweise extrahiert: Da beim Fräsen klassischerweise für die einzelnen Bearbeitungsoperationen die Drehzahlen näherungsweise durch die Drehzahlregelung des Spindelantriebs konstant geregelt werden, wurde nach dem Erreichen der Drehzahl und mit bekannten Werkzeuglängen eine zweidimensio-

Tabelle 2. Erweiterte Kalman-Filter

Übertragungsfunktion in Zustandsraumdarstellung	Erweiterte Übertragungsfunktion für die Berechnung der Prozesskraft
$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = A \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + B \cdot u(t)$	$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = A_e \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + B_e \cdot u(t)$
$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{m} \end{bmatrix} \cdot u(t)$	$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ -\frac{k}{m} & -\frac{c}{m} & \frac{1}{m} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \cdot u(t)$
x_1 – Zustandsvariable Verlagerung x_2 – Zustandsvariable Ableitung der Verlagerung x_3 – Zustandsvariable Kraft m – Masse c – Dämpfung	k – Steifigkeit A – Zustandsmatrix A_e – erweiterte Zustandsmatrix B – Eingangsmatrix B_e – erweiterte Eingangsmatrix $u(t)$ – Eingangsvektor

nale Charakteristik extrahiert in Form von $K_{rad} = f(F_{rad}, F_{ax})$ und $K_{ax} = f(F_{rad}, F_{ax})$. Iterativ wurden mithilfe dieser Charakteristiken die Übertragungsfunktionen im Zustandsraum aufgestellt. Die in aktueller Iteration berechneten Prozesskräfte wurden in folgender Iteration für die Aktualisierung der Übertragungsfunktionen verwendet. Die beiden Parameter Masse m und Dämpfung c basieren auf den bei der Messung der Frequenzgänge bestimmten EMS-Parametern.

Zur Berechnung der Prozesskraft mithilfe von EKF wurden die Systemmatrizen der Übertragungsfunktionen der Hauptspindel um eine zusätzliche Zustandsvariable erweitert [13]. Diese zusätzliche Zustandsvariable ersetzt die Prozesskraft. Exemplarisch für die Richtung X wurde die Erweiterung folgenderweise durchgeführt (**Tabelle 2**).

Eine schematische Darstellung des EKF zeigt **Bild 5**. Prinzipiell arbeitet der EKF wie ein Beobachter im Zustandsraum: Die modellinternen Zustandsgrößen werden auf Grundlage der Messwerte fortlaufend an den tatsächlichen Zustand des realen Systems angeglichen. In diesem Fall dienten die prozessbedingten Verlagerungen der Hauptspindel als beobachtbare Größen. Durch eine geeignete Erweiterung der Systemmatrizen lässt sich die unbekannte Prozesskraft als zusätzliche Zustandsvariable einführen und damit ebenfalls schätzen.

4 Validierung

Die Validierung erfolgte durch den Vergleich der mit dem EKF aus den gemessenen Wellenverlagerungen geschätzten Prozesskräfte F_{sp} mit den auf der Kraftmessplattform Kistler 9257A erfassten Prozesskräften F_{kmp} . Ziel dieser Gegenüberstellung ist es, die Richtigkeit der ermittelten strukturdynamischen Eigenschaften der Hauptspindel indirekt zu prüfen. Hierfür wurden mehrere Fräsoperationen an C45 durchgeführt. Nachfolgend wird exemplarisch eine Innenkontur mit 90°-Ecke detailliert betrachtet (Schnitttiefe 26,321 mm, Schnittbreite 1,366 mm), da diese die Analyse der Ergebnisse in zwei unterschiedlichen Fällen erlaubt – bei hoher und bei niedriger Prozesslast. Zum Einsatz kam ein vierschneidiger Schafffräser (\varnothing 16 mm). Die Ecke wurde mit einem Radius von 9 mm bearbeitet. Die Ergebnisse dieser Validierung sind in **Bild 6** dargestellt.

Während der Zeitintervalle von 2–4 s sowie 10–12 s bewegten sich die Maschinenachsen ausschließlich in X-Richtung. In diesen Phasen sank die radiale Steifigkeit K_{rad} um 4 % (von 247 N/ μ m

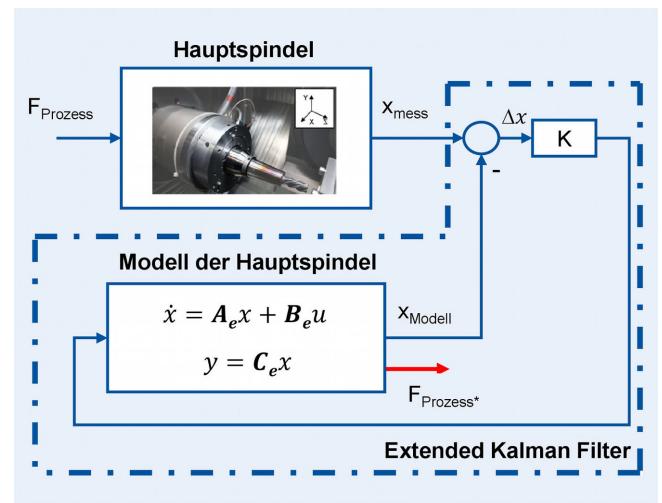


Bild 5. Skizzierte Darstellung von Extended Kalman Filter.
Grafik: eigene Darstellung

auf 237 N/ μ m) und die axiale Steifigkeit K_{ax} um 3,3 % (von 155 N/ μ m auf 147 N/ μ m). Beim Richtungswechsel um etwa 5 s beziehungsweise 13 s vergrößerte sich der Umschlingungswinkel, wodurch die Prozesskräfte deutlich anstiegen. Gleichzeitig verringerten sich die Steifigkeiten stark, nämlich für K_{rad} um 65 % (auf 83 N/ μ m) und für K_{ax} um 93 % (auf 11 N/ μ m). Der Grund kann eine Reduktion der Lagervorspannung sein, verursacht durch die deutliche axiale Verlagerung der Spindelwelle in Zugrichtung relativ zum Gehäuse.

Der anschließende Kraftvergleich zeigt, dass die berechneten Kräfte F_{sp} und die mit der Kraftmessplattform gemessenen Kräfte F_{kmp} in den radialen Richtungen sehr gut übereinstimmen. Im Bereich reduzierter Steifigkeit betrug die Abweichung nur etwa 1 % in X- und 5 % in Y-Richtung. Demgegenüber wich die axial geschätzte Kraft in den Phasen niedriger axialer Steifigkeit deutlich von den Messwerten ab (rot markierte Bereiche in Bild 6). In den lastärmeren Intervallen (2–4 s und 10–12 s) lag der Schätzfehler bei rund 5 % in den radialen und 4 % in der axialen Richtung. In der rechten Spalte von Bild 6 sind die Prozesskräfte für das Zeitintervall 11 s–11,04 s detailliert dargestellt. Dort ist klar zu erkennen, dass die einzelnen Schneideingriffverläufe gut mit den Signalen der Kraftmessplattform übereinstimmen.

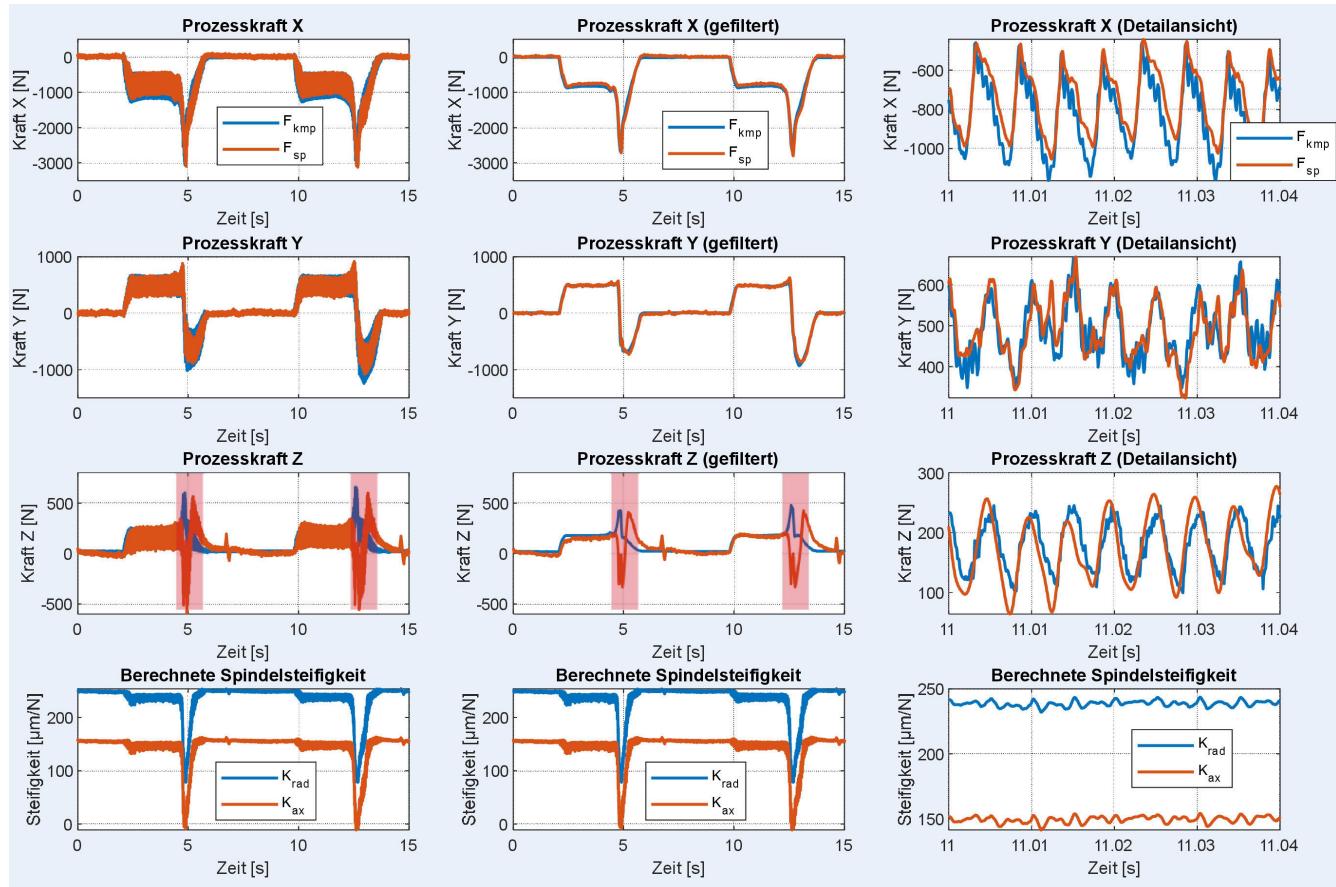


Bild 6. Validierung anhand der Berechnung der Prozesskräfte. Grafik: eigene Darstellung

5 Zusammenfassung und Ausblick

Informationen über den aktuellen Lastzustand der Hauptspindel sind für die Zustandsüberwachung von großer Bedeutung. Betriebsbedingte Änderungen ihrer strukturdynamischen Eigenschaften bilden eine deutliche Charakteristik, die auf mögliche Überlastungen der Hauptspindel hinweist. Die hier vorgestellte Methode zur betriebsparrallelen Ermittlung dieser Eigenschaften weist, wie der Vergleich zwischen den Signalen der Kraftmessplattform und den berechneten Prozesskräften zeigt, eine hohe Genauigkeit auf. Grundlage ist die Kombination einer Messung der Spindeldynamik mit dem anschließenden Abgleich eines Simulationsmodells.

Ein Nachteil der Methode ist der erhebliche Versuchsaufwand für die experimentelle Untersuchung der Hauptspindeldynamik. Obwohl der Modellabgleich in dieser Arbeit im lastfreien Zustand durchgeführt wurde, erscheint es sinnvoll, künftig Messverfahren zu entwickeln, welche die Spindeldynamik auch unter statischer Belastung erfassen. Zudem könnte der Parametrierungsaufwand deutlich sinken, wenn ausschließlich maschineninterne Signale (zum Beispiel Drehmoment-, Stromsignale) zur Identifikation der Modellparameter herangezogen werden.

FÖRDERHINWEIS

Gefördert durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft (DFG) – Projektnummer 512773132.

LITERATUR

- [1] Abele, E.; Altintas, Y.; Brecher, C.: Machine tool spindle units. CIRP Annals 59 (2010) 2, pp. 781–802
- [2] Eckel, H.-M.: Kinematische Analyse von Spindellagern unter statischen und dynamischen Kräften. Aachen: Apprimus Verlag 2019
- [3] Möhring, H.-C.; Wiederkehr, P.; Erkorkmaz, K. et al.: Self-optimizing machining systems. CIRP Annals 69 (2020) 2, pp. 740–763
- [4] Brecher, C.; Eckel, H.-M.; Motschke, T. et al.: Estimation of the virtual workpiece quality by the use of a spindle-integrated process force measurement. CIRP Annals 68 (2019) 1, pp. 381–384
- [5] Brecher, C.; Eckel, H.-M.; Fey, M. et al.: Verfahren zur Erfassung einer axialen Verlängerung einer rotierenden Welle relativ zu einem Gehäuse. Patent. Internet: depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=WO002021098978A1. Zugriff am 28.07.2025
- [6] Chavan, P. S.: Substructuring methods for efficient prediction of spindle-holder-tool assembly dynamics. Dissertation, RWTH Aachen University, 2023

- [7] Brecher, C.; Weck, M.: Werkzeugmaschinen Fertigungssysteme 2. Heidelberg: Springer-Verlag 2017
- [8] Schmitz, T.; Betteris, E.; Budak, E. et al.: Review and status of tool tip frequency response function prediction using receptance coupling. *Precision Engineering* 79 (2023), pp. 60–77
- [9] Falker, J.: Analyse des Betriebsverhaltens von Hochgeschwindigkeits-Wälzlagern unter radialem Lasten. Dissertation, RWTH Aachen University, 2019
- [10] Cao, Y.; Altintas, Y.: A General Method for the Modeling of Spindle-Bearing Systems. *Journal of Mechanical Design* 126 (2004) 6, pp. 1089–1104
- [11] Mesys AG: MESYS Shaft Calculation. User Manual. Internet: www.mesys.ch/manual/mesys_shft_calculation.html. Zugriff am 28.07.2025
- [12] Lunze, J.: Regelungstechnik 2. Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag 2016
- [13] Polóni, T.; Kolmanovsky, I.; Rohal-Ilkiv, B.: Simple Input Disturbance Observer-Based Control: Case Studies. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* 140 (2018) 1, doi.org/10.1115/1.4037298

**Prof. Dr.-Ing.
Christian Brecher**

Dr.-Ing. Marcel Fey

Anton Strachkov, M.Sc.
a.strachkov@wzl.rwth-aachen.de

Werkzeugmaschinelabor WZL der RWTH Aachen
Steinbachstr. 19, 52074 Aachen
www.wzl.rwth-aachen.de

LIZENZ



Dieser Fachaufsatzz steht unter der Lizenz Creative Commons Namensnennung 4.0 International (CC BY 4.0)