

# FÜHRUNGEN: ANFORDERUNGEN UND REALITÄT

Prof. Dr.-Ing. K. Wegener, Dr. sc. techn. S. Weikert, P. Maglie, Dr. sc. J. Mayr, M. Ess

## 1 Einleitung

Wälzfürungen sind aus der heutigen Konstruktion von Werkzeugmaschinen (WZM) nicht mehr wegzudenken. Sie dienen schlussendlich der Sperrung von Freiheitsgraden, die nicht durch geregelte Antriebe eingeschränkt werden.

Die Anforderungen an diese Elemente sind vielfältig:

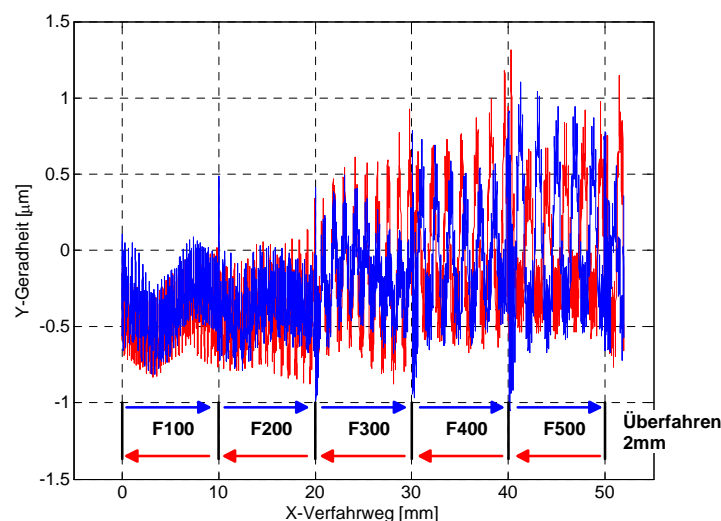
- Hohe Steifigkeit zur Aufnahme von statischen und vermehrt dynamischen Lasten;
- Hohe zulässige Geschwindigkeiten infolge zunehmender Anforderungen durch Fertigungsprozesse;
- Sehr hohe Genauigkeiten in Bezug auf Komponentenabweichungen, die direkt an der Werkstückoberfläche in Erscheinung treten;
- Absolute Linearität des Verhaltens und vollkommene Spielfreiheit.

In der Realität sieht man sich jedoch häufig mit einem anderen Bild konfrontiert:

- Experimentelle Modalanalysen offenbaren die Wälzfürungseinheiten als mechanische Schwachstellen in Bezug auf Steifigkeit der WZM;
- Erwärmung der Führungsbereiche führt zu erheblichen thermischen Strukturdeformationen, wobei die Hauptspindeln und Antriebe noch größere Erwärmungsbeiträge liefern;
- Periodizitäten der Linearbewegungen erscheinen auf der Oberfläche der gefertigten Werkstücke. Auch die Bewegungskräfte bei Verfahrbewegungen zeigen deutlich Periodizitäten der verwendeten Wälzkörpergeometrien.

Nachfolgend soll auf die oben skizzierten Anforderungen und realen Eigenschaften in einer Darstellung von Betrachtung mechanischer und thermischer Eigenschaften eingegangen werden. In einem dritten Abschnitt wird die Nachbildung des Wälzkörperkontakts mit Hilfe der Elastohydrodynamik dargestellt. Die komplexen lokalen Vorgänge bei der Interaktion von Wälzkörper, Schmierfilm und Kontaktfläche sollen so beleuchtet werden.

In *Bild 1* ist das Ergebnis einer Kreuzgittermessung an einer Kugelgewindetrieb-Linearachse mit Wälzfürungen dargestellt: Abschnitte von je 10mm Länge werden mit bereichsweise unterschiedlichen Geschwindigkeiten vorwärts und rückwärts durchfahren. Deutlich ist das geschwindigkeits- und bewegungsrichtungsabhängige Verhalten zu erkennen.



*Bild 1: Kreuzgittermessung einer Pendelbewegung mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten.*

## 2 Betrachtung der Elastizität

Die Ergebnisse einer großen Anzahl von durchgeführten experimentellen Modalanalysen zeigen für den unteren und mittleren Frequenzbereich die Wälzführungseinheiten und die geregelten Antriebe als dominante Nachgiebigkeiten. Daher drängt sich die Berücksichtigung dieser Koppelstellen bei der Beurteilung von Maschinenkonzepten in der Frühphase der Konzeption auf.

Von zentraler Bedeutung sind allerdings tragfähige Parameter zur Charakterisierung der Wälzführungseinheiten, um diese in den FEM- oder Starrkörpermodellen in korrekter Weise berücksichtigen zu können. Als Quelle der Steifigkeitsparameter stehen üblicherweise primär Katalogangaben der Hersteller der Wälzführungseinheiten zur Verfügung. Diese Zahlenwerte sind in die entsprechenden Modelle zu überführen.

Für einen experimentellen Abgleich zwischen einer realen Führung und deren FE-Modellierung wurde bei der inspire AG der ETHZ im Rahmen einer Forschungsprojekts ein Prüfstand erstellt, der die Anordnung von Wälzfürungen in drei verschiedenen Größen auf drei parallelen Schienen in unterschiedlichen Konfigurationen erlaubt. Anhand des Prüfstands wurde das statische und dynamische Verhalten der Wälzführungseinheiten ermittelt und mit rechnerischen Werten abgeglichen. (Bild 2) Die beste Übereinstimmung konnte für eine Modellierung mittels Vernetzungs-Spinne (CERIG) über die gesamte Länge des Führungswagens gefunden werden.

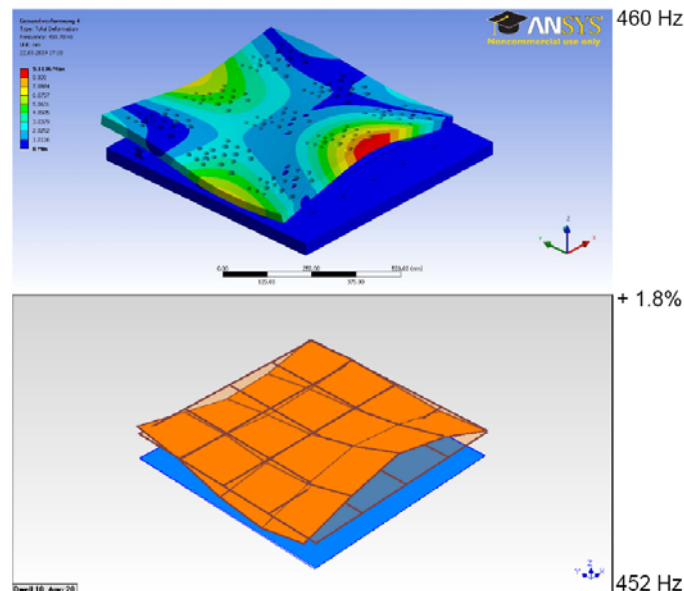


Bild 2: Berechnete (oben) und gemessene (unten) Eigenform am Führungsprüfstand

Die am Prüfstand abgeglichene Modellierung kann in der Folge auf die Modellierung der Gesamtmaschinen angewendet werden. In ANSYS werden die Wälzführungseinheiten als entsprechende Flächen definiert, denen jeweils eine Vernetzungsspinne und eine mehrdimensionale Steifigkeit in einem lokalen Koordinatensystem zugeordnet werden. Für die Ableitung reduzierter Strukturmodelle [1], etwa für Untersuchungen im Zeitbereich, sind diese Koppelstellendefinitionen ebenfalls erforderlich.

Um die Koppelstellendefinitionen im FE-Modell zur Bildung von Starrkörpermodellen direkt weiterverwenden zu können, wurde im Rahmen des oben bereits erwähnten Forschungsprojekts eine sog. Passerelle (Bild 3) entwickelt, mit Hilfe derer aus FE-Modellen die Trägheitsinformationen der beteiligten Körper, deren äußere Gestalt zur Visualisierung und die Koppelstellendefinitionen zum Aufbau von Starrkörpermodellen verwendet werden.

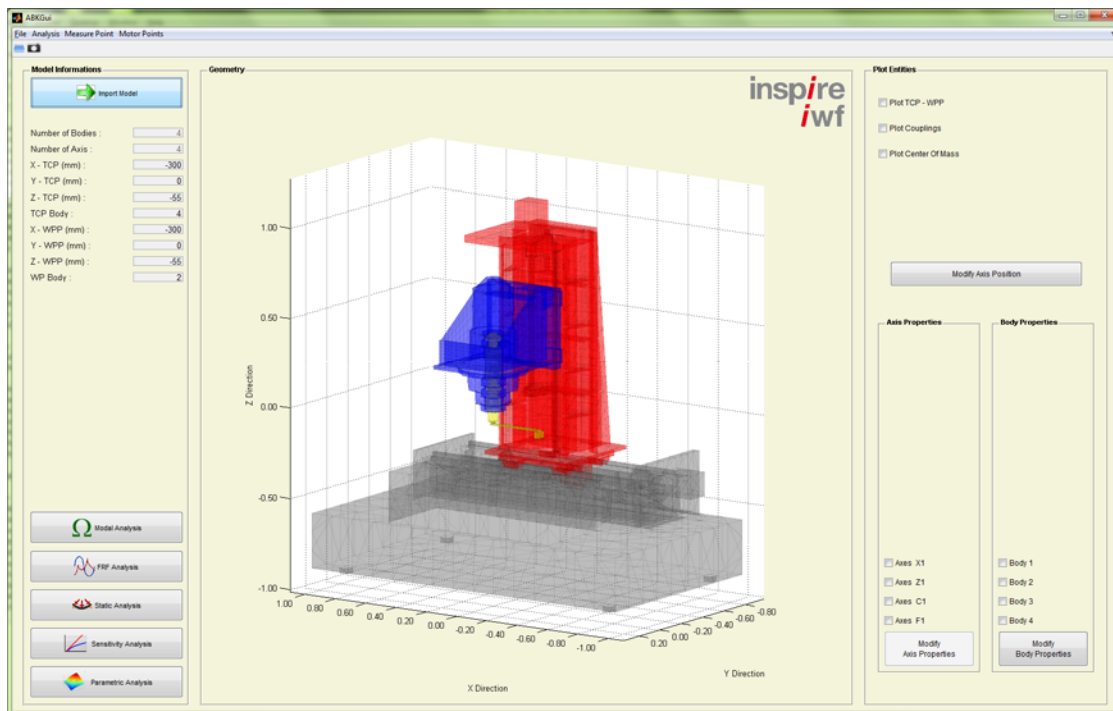


Bild 3: Darstellung des Starrkörpermodells in der „Passerelle“

Mit den so gebildeten Starrkörpermodellen lassen sich vielfältige werkzeugmaschinenspezifische Analysen durchführen: Modalanalysen, Berechnung statischer Verlagerungen und Bestimmung von Koppelstellenbelastungen bei unterschiedlichen Lastfällen, Übertragungsfrequenzgänge, Sensitivitätsanalysen und parametrische Analysen. Derartige Untersuchungen tragen zur Verbesserung des Verständnisses des räumlichen, mehrdimensionalen Verhaltens von WZM bei.

### 3 Betrachtung der Thermik

Bei der Betrachtung der Auswirkungen der Führungen auf das thermische Verhalten der WZM steht die durch Reibung eingetragene Wärme im Vordergrund. Analog zur Erwärmung von Kugelgewindetrrieben wird auch in den Wälzführungseinheiten durch Scherung des Schmierfilms Wärme erzeugt. Für eine Simulation des Gesamtverhaltens eines Führungssystems resp. der Gesamtmaschine ist von Interesse, welcher Anteil der Wärme in welche der Wälzpartner eingetragen wird. Zu berücksichtigen ist zudem, welche Bereiche der Spindel/ der Führungsschiene bei den betrachteten Pendelbewegungen überstrichen werden.

Betrachtet man die Größen der relevanten thermischen Gleichungen, so sind die Schmierfilmdicke, die vorliegenden Querschnitte der Kontaktbereiche und die Wärmeleitfähigkeit des Schmiermittels wesentlich für die Berechnung der thermischen Widerstände. Im Experiment zeigt sich für den Kugelgewindetrieb, daß ca. 80% der gesamthaft erzeugten Wärme in die Spindel und folglich nur 20% in die Mutter fließen. Dieses Verhältnis lässt sich jedoch durch die Anbringung einer mütterseitigen Kühlung deutlich beeinflussen.

Die Erfassung der Auswirkung derartiger Vorgänge wird messtechnisch in der ISO 230-3 [3] detailliert durchgeführt. Daher ist es sinnvoll, auch bei der simulativen Untersuchung dieser Vorgänge auf die in der ISO 230-3 enthaltenen Lastfälle zurückzugreifen.

Für die Simulation des Erwärmungsverhaltens von Profilschienenführungen sind neben der zeitlichen Verteilung des Wärmeeintrags auch die in den Zeitabschnitten wirksamen Belastungen zu berücksichtigen. Betrachtet man die Bewegungsphasen der Pendelbewegung einer Linearachse näher, so stellt man fest, daß die Zeitanteile der Beschleunigungsphasen, in denen zusätzlich Trägheitslasten auf den Führungen abgesetzt werden müssen, typischerweise sehr klein sind. Für die Simulation des thermischen Verhaltens bei Pendelbewegungen hat es sich bewährt, den

Wärmeeintrag in ein Element als zeitlichen Mittelwert des spezifisch ermittelten Eintrags vorzugeben. Dies ist zulässig, da die thermischen Zeitkonstanten Größenordnungen über den Intervallauern der Wärmeeinträge während einer Pendelbewegung liegen.

Die Verluste im Element einer Profilschienenführung werden mit der nachstehenden Formel berechnet. Sie setzen sich aus Verlustleistungen beim Beschleunigen  $P_{\text{Beschl}}$  und Verlustleistungen beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit  $P_{\text{vkonst}}$  zusammen. Diese werden entsprechend ihrem Längenanteil berücksichtigt. Der Wärmeeintrag in das Element wirkt generell nur, wenn das Element der Profilschienenführung vom Führungswagen überfahren wird. Dies wird über den Zeitanteil  $t_{\text{Ele}}$  zur Zykluszeit  $t_{\text{Zyklus}}$  berücksichtigt. Für den gemittelten Wärmeeintrag in ein Element der Führungsschiene folgt somit:

$$P_{\text{Ele}} = \left( \frac{P_{\text{Beschl}} \cdot l_{\text{Beschl}} + P_{\text{konst}} \cdot (l_{\text{Ele}} - l_{\text{Beschl}})}{l_{\text{Ele}}} \right) \cdot \frac{t_{\text{Ele}}}{t_{\text{Zyklus}}}$$

Für die restliche Zeit, in der das Element nicht mit dem Wagen in Berührung steht, wirkt die freie Konvektion. Deren Wert wird entsprechend des zeitlichen Anteils der Nichtüberdeckung im betrachteten Simulationszyklus angepasst. Es resultiert folgender Mittelwert der Konvektion:

$$\alpha_{\text{Ele}} = \frac{t_{\text{Zyklus}} - t_{\text{Ele}}}{t_{\text{Zyklus}}} \cdot \alpha$$

## 4 Elastohydrodynamik

Betrachtet man die lokalen Vorgänge im Wälzkontakt, so bietet die Elastohydrodynamik die Möglichkeit diese Gegebenheiten abzubilden [4] + [5]. Schon in der Vergangenheit sind hierzu eine Reihe von Untersuchungen durchgeführt worden. Das Ziel dieser Untersuchungen lag darin, die Interaktion von Wälzpartnern und dem Schmierfilm unter Berücksichtigung der Belastung und der Wälzgeschwindigkeit zu beschreiben. Insbesondere interessiert die Schmierfilmdicke in Abhängigkeit von der Last, der Geschwindigkeit und der verwendeten Materialien. Als Endergebnis wurden die resultierende Reibungskraft und der im Betrieb resultierende Wärmeeintrag gesucht. In den veröffentlichten Modellen treten die Gestalt der Kontaktflächen, die Wärmeleitfähigkeit und Viskosität des Öls im Spalt in Erscheinung.

Bild 4 zeigt exemplarisch die resultierende Druckverteilung im Schmierfilm eines Wälzkörpers (Rolle). Auffällig ist die Druckspitze am Ende der Kontaktfläche, die auch als Petrusevich-Spitze bezeichnet wird. Für nähere Erläuterungen zum Thema Elastohydrodynamik sei auf die Literaturstellen [6] – 10 verwiesen.

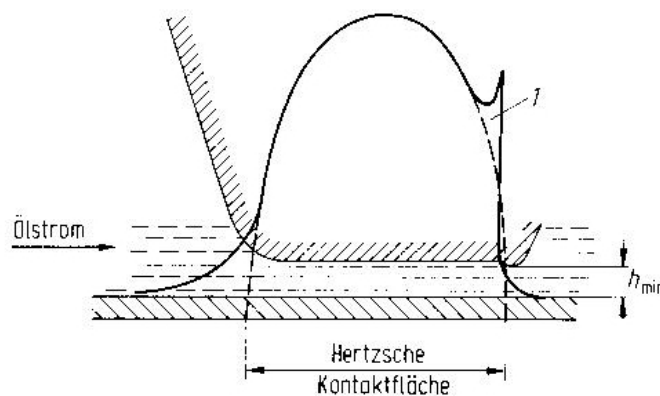


Bild 4: Druckverteilung im elastohydrodynamischen Kontakt; 1: Hertzische Druckverteilung [6]

## 5 Zusammenfassung

Die mechanischen und thermischen Eigenheiten von Wälzführungen werden, unter Hinweis auf die Elastohydrodynamik übersichtsmässig dargestellt und diskutiert. Den, an sie gestellten Anforderungen sind die Wälzführungen bei korrekter Auswahl gewachsenen, die realen mechanischen Eigenschaften sind jedoch in Ausnahmefällen vertieft zu betrachten.

## 6 Literatur

- [1] Maglie, P.; Carbini, R.; Weikert, S.; Wegener, K.:  
Efficient mechatronic evaluation of machine tool designs using model reduction.  
Proceedings of the 12th Mechatronic Forum, Biennial International Conference,  
Book 1 of 2, pages 285-292, 2010.
- [2] Maglie, P.; Carbini, R.; Weikert, S.; Wegener, K.:  
Efficient evaluation of machine concepts under hysteresis and inertia influence.  
Proceedings of the 10th Euspen International Conference, Book 1 of 2, pages 487-  
490, 2010.
- [3] ISO 230-3: test code for machine tools – Part 3: determination of thermal effects,  
2001
- [4] Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O.:  
Fundamentals of Fluid Film Lubrication; 2nd Ed.; 2004; Marcel Dekker Inc....
- [5] Hamrock, B. J.; Schmid, S. R.; Jacobson, B. O.:  
Fundamentals of Machine Elements; 2nd Ed.; 2006; Mc Graw Hill...
- [6] Beitz, W.; Grote, K.-H.:  
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau; 19te Auflage, 1997; Springer
- [7] Leeuwen, H. J.; Schouten, M.J.W:  
Die Elastohydrodynamik: Geschichte und Neuentwicklungen; VDI-Berichte  
Nr. 1207, 1995; VDI-Verlag
- [8] Hamrock, B. J.; Dowson, D.:  
Ball Bearing Lubrication – The Elastohydrodynamic of Elliptical Contacts; 1981,  
Wiley-Interscience
- [9] Dowson, D.; Higginson, G. R.:  
Elasto-hydrodynamic Lubrication; 1966; Ixford: Pergamon Press
- [10] Gothar, R.:  
Elastohydrodynamics; 1988; Ellis Horwood Limited