

Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen

Prof. Dr.-Ing. B. Denkena

Allgemeines Maschinenlabor (AML)

„Ratterschwingungen an Werkzeugmaschinen“

Dennis Stoppel, M.Sc.

Maximilian Krüger, M.Sc.

## 1 Einleitung

Die nutzbare Leistung eines spanabhebenden Bearbeitungssystems sowie seine Arbeitsgenauigkeit werden auf der einen Seite durch die Antriebsleistung und auf der anderen Seite durch die dynamischen Eigenschaften der Maschinenkonstruktion begrenzt. Dabei wirken statische und dynamische Kräfte auf alle im Kraftfluss liegenden Bauteile der Maschine. So können bei ungünstigen Schnittbedingungen an spanenden Werkzeugmaschinen (Dreh-, Fräs-, Schleifmaschinen etc.) sogenannte Ratterschwingungen entstehen. Das Auftreten solcher Ratterschwingungen hängt unter anderem von der Wahl der Spanungsgrößen (Spanungsdicke, Spanungsbreite, Schnittgeschwindigkeit usw.) ab. Im Versuch werden solche Schwingungen bewusst herbeigeführt und messtechnisch erfasst.

Im theoretischen Teil des Versuchs werden die Grundlagen der Schwingungen an Werkzeugmaschinen kurz wiederholt, und auf die Entstehungsmechanismen des Ratterns eingegangen.

## 2 Theoretische Grundlagen

Die folgenden Schwingungsarten sind bekannt und können am schwingungsfähigen System Werkzeugmaschine auftreten:

### 2.1 Freie Schwingungen

Wenn nach einer anfänglichen Anregung einer mechanischen Struktur keine weiteren zeitlich veränderlichen Kräfte (Kraftanregung) oder Verschiebungen (Weganregung) auf sie ausgeübt werden, führt dieses mechanische System eine freie Schwingung aus. Aufgrund innerer Reibung ist die Schwingung gedämpft und klingt ab.

Freie Schwingungen an Werkzeugmaschinen treten z.B. im Schmiedeprozess beim Aufprall des Hammerbärs, an Hobel- und Stoßmaschinen beim Werkzeugeingriff sowie beim Schneidpressen auf.

### 2.2 Fremderregte Schwingungen

Periodisch wirkende Kräfte oder Verschiebungen, die von außen auf die Struktur einer Werkzeugmaschine einwirken, führen zu fremderregten (erzwungenen) Schwingungen. Die Schwingungsfrequenz wird durch die Anregung bestimmt. Die Amplitude hingegen folgt aber aus dem Eigenverhalten der Werkzeugmaschine. Erzwungene Schwingungen an Werkzeugmaschinen können z.B. durch Unwuchten, durch Zahnflankenschlagen von Zahnradgetrieben, unrunde Wälzlager oder die Frequenz der Hydraulikpumpen auftreten. Auch Einleitungen durch das Fundament oder ein unterbrochener Schnitt sind mögliche Ursachen. Beim Fräsen wird prinzipbedingt durch den unterbrochenen Schnitt der einzelnen Zähne eine periodische Anregung verursacht.

### 2.3 Selbsterregte Schwingungen

Die in 2.1 und 2.2 beschriebenen Schwingungen an Werkzeugmaschinen können durch verbesserte Konstruktion, genauere Fertigung oder aktive Dämpfung eliminiert oder zumindest reduziert werden.

Selbsterregte Schwingungen dagegen sind schwieriger zu behandeln. Wie bei den erzwungenen Schwingungen ist auch hierfür eine Energiequelle notwendig, durch die die Schwingung angefacht wird und die Dämpfungsverluste ausgeglichen werden. Diese Energiequellen sind die verschiedenen Antriebe der Werkzeugmaschine (Spindel, Vorschübe etc.). Im Gegensatz zu den erzwungenen Schwingungen wird hier

jedoch der Takt der Energiezufuhr nicht von außen vorgegeben, wie z.B. durch den Schneideneingriff beim Fräsen, sondern wird durch den Vorgang selbst gesteuert. Die Schwingfrequenz kann nicht ohne weiteres von außen bestimmt werden, sondern folgt aus den dynamischen Eigenschaften des Prozesses. Technische Beispiele sind:

- ◆ Elektrische Klingel, LC-Schwingkreis,
- ◆ Kfz-Bremsenkreischen, Stick-Slip-Effekte,

Selbsterregte Schwingungen an Werkzeugmaschinen werden in der Praxis häufig als Ratterschwingungen bezeichnet. Sie haben im Allgemeinen so große Amplituden, dass schon Ihre Entstehung vermieden werden muss. Die theoretische Behandlung dieser Schwingungen beschäftigt sich daher nicht nur mit der Ermittlung der Frequenzen und der Amplituden, mit denen Teile einer Werkzeugmaschine, insbesondere Werkzeug und Werkstück relativ zueinander schwingen, sondern besonders auch mit der Frage, welche Betriebszustände überhaupt zu Ratterschwingungen führen. Da das Rattern die Leistungsgrenze einer Werkzeugmaschine stark herabsetzt, müssen solche Zustände vermieden werden. Durch das Rattern wird sowohl die Qualität des Werkstücks gemindert (Rattermarken), als auch die Beanspruchung von Werkzeug und Werkzeugmaschine deutlich erhöht. Beim Kauf einer Werkzeugmaschine ist deshalb nicht nur die installierte Leistung zu berücksichtigen, sondern auch die Ratterneigung und damit der mögliche Grenzbetrieb der Maschine. Daher beschäftigen sich die meisten theoretischen und experimentellen Arbeiten und Abnahmetests zu diesem Thema mit der Feststellung der Rattergrenze. Aus der Praxis ist bekannt, dass beim Fräsen und Drehen Ratterschwingungen erzeugt werden können, indem die Spannungsdicke oder die Spannungsbreite kontinuierlich gesteigert wird, bis sie einen Grenzwert überschreitet.

Man kann beim Stirnfräsen an einem keilförmigen Werkstück beobachten, dass zunächst entsprechend der mit der Schnitttiefe proportional zunehmenden Zerspankraft die Amplitude der Anregung linear ansteigt. Von einer bestimmten Schnitttiefe an wird der Vorgang instabil. Die Amplituden nehmen sprunghaft zu. Man bezeichnet die Größen, bei der diese plötzliche Zunahme der Schwingweite auftritt, als Grenzgrößen. In diesem Fall ist es die Grenzschnitttiefe (Siehe dazu Bild 1).

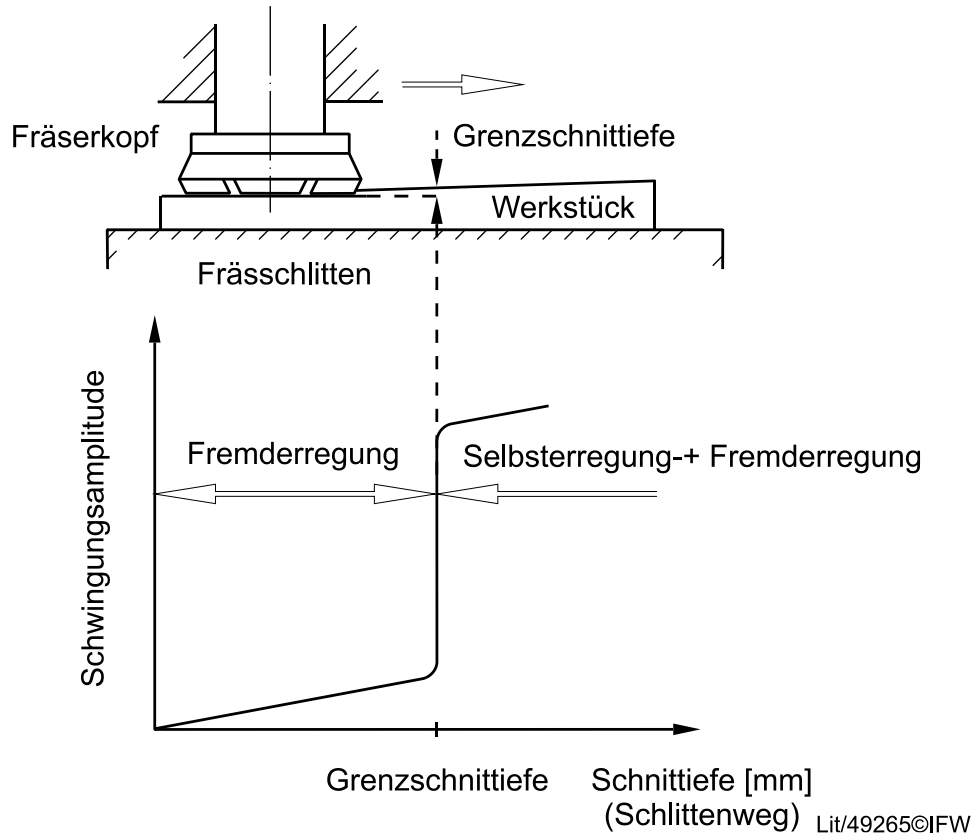


Bild 1: Schwingungsamplituden bei Fremd- und Selbsterregung (schematisch)

Falls nicht durch die starke Schwingbewegung ein Element im Kraftfluss zerstört wird (z. B. die Schneidplatte im Werkzeug), stellt sich nach der Erhöhung der Amplitude im Allgemeinen wieder ein stabiler Zustand ein. Dieser ist aber für den Betrieb von Werkzeugmaschinen meist uninteressant, da man es aus Gründen der stark verringerten Werkzeugstandzeit und der Maschinenbeanspruchung vermeidet in diesen Betriebszuständen zu arbeiten.

Im Versuch wird gezeigt, dass die Leistungsfähigkeit der Versuchsmaschine durch die Grenzgröße (z. B. Grenzschnitttiefe oder -breite) bestimmt wird, die Antriebsleistung also nicht der einschränkende Faktor ist. Es besteht daher ein grundsätzliches Interesse, die Grenzbedingungen zu kennen, bis zu denen ein Bearbeitungsvorgang stabil abläuft und diese Grenzen durch konstruktive Maßnahmen und durch die Betriebsweise im Sinne möglichst großer Mengenleistung und hoher Genauigkeit zu optimieren.

### 3 Ratterschwingungen an Werkzeugmaschinen

Über die Ursachen von Ratterschwingungen sind eine Reihe von Theorien entwickelt worden, die verschiedene Phänomene als Grund für die Erregung nennen. Es erscheint heute als gesichert, dass nicht eine einzelne Deutung des Vorgangs ausreicht. Am Beispiel des Drehens sollen die wichtigsten Theorien erläutert werden, die zur Ermittlung der Stabilitätsgrenzen beim Zusammenwirken von Zerspanprozess und dynamischem Verhalten der Maschine herangezogen werden.

#### 3.1 Rattern infolge fallender Schnittkraftcharakteristik

Ratterschwingungen durch fallende Schnittkraftcharakteristik verlaufen in Schnittrichtung. Aus Schnittkraftmessungen bei der Drehbearbeitung von Stahlwerkstoffen ist bekannt, dass die Schnittkraft von der Schnittgeschwindigkeit abhängt. In Bild 2 ist ein typischer Schnittkraftverlauf dargestellt. Bei geringer Schnittgeschwindigkeit steigt die Schnittkraft geringfügig an, hat dann ein Maximum und fällt von dort ab wieder ab. Bei einer weiteren Steigerung der Schnittgeschwindigkeit ist die Schnittkraft dann nahezu konstant. Die Ursachen für diese Schnittkraftcharakteristik liegen in thermischen Einflüssen und in sich ändernden Reibverhältnissen zwischen Werkzeug und Werkstück.

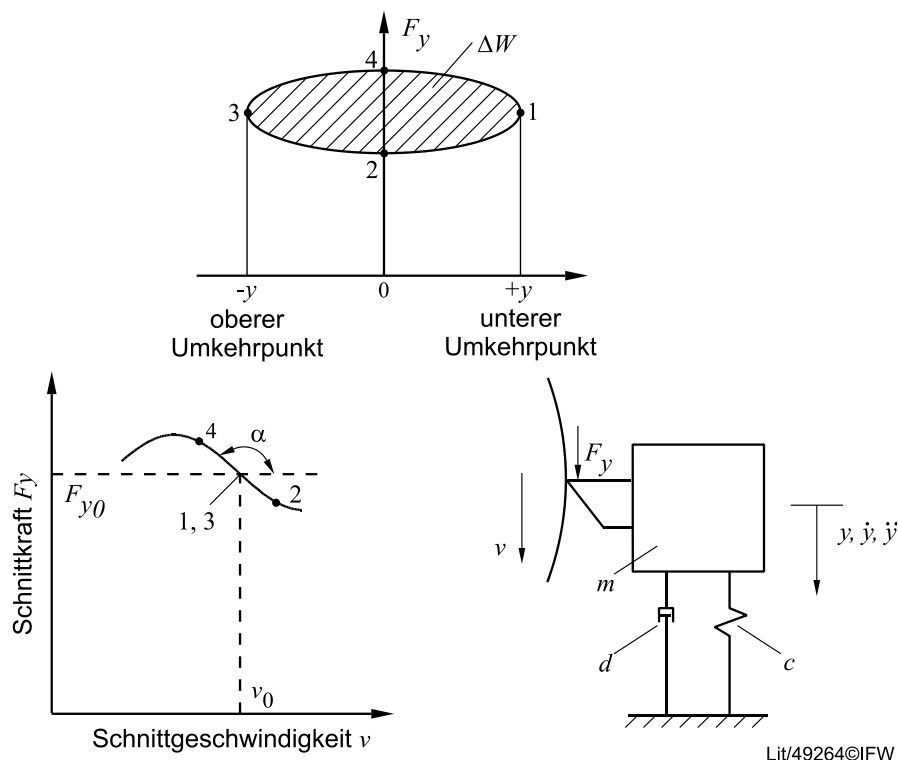


Bild 2: Kraftverlauf und Rattern bei fallender Schnittkraftcharakteristik

Zur rechnerischen Behandlung des dynamischen Geschehens zwischen Werkzeug und Werkstück wird das in Bild 2 dargestellte Ersatzsystem als Modell eingeführt. Es beschreibt die Bewegung des Werkzeugs in Richtung der Schnittkraft (Umfangsrichtung) durch die Koordinate  $y$ . Die tatsächlichen Verhältnisse sind indes viel komplizierter. Nicht nur das Werkzeug, sondern auch das Werkstück weicht unter der Wirkung der Zerspankraft aus. Die federnden Elemente sind massebelegt, die Dämpfung ist z.T. kontinuierlich verteilt; zum Teil in mehreren Dämpfungsfugen konzentriert. Deshalb kann das Modell in Bild 2 nur eine erste Näherung sein, die jedoch grundsätzlich den Mechanismus des Ratterns bei fallender Schnittkraftcharakteristik beschreibt.

Beim Drehen mit einer Schnittgeschwindigkeit  $v_0$  stellt sich eine Schnittkraft  $F_{y0}$  entsprechend Bild 2 ein.  $F_{y0}$  und  $v_0$  kennzeichnen den stationären Zustand. Dieser wird verlassen, sobald irgendeine Störung auftritt. Eine solche Störung kann beispielsweise eine Inhomogenität im Werkstückwerkstoff sein. Dann schwingt die Masse  $m$  um die stationäre Mittellage.

Beim Ausweichen nach unten ist die relative Schnittgeschwindigkeit  $v = v_0 - \dot{y}$ , also geringer als die stationäre Geschwindigkeit, folglich ist die Kraft  $F_y > F_{y0}$ . Für das Zurückschwingen zum unteren Totpunkt gilt das umgekehrte Verhalten.

Aus einer Energiebetrachtung in Bild 2 folgt, dass je Schwingungsperiode ein Energiequantum  $\Delta W$  von der Drehbewegung des Werkstückes in den Schwingvorgang eingespeist wird.

$$\Delta W = \int_{\hat{y}}^{-\hat{y}} F_y dy - \int_{-\hat{y}}^{\hat{y}} F_y dy \quad (1)$$

Wenn diese zugeführte Energie größer ist als die je Periode durch Dämpfung in Wärme umgesetzte Energie, wird die Schwingung angefacht. Voraussetzung dafür ist offenbar, dass die Schnittkraft im genutzten Geschwindigkeitsbereich ausreichend steil abfällt, um bei den auftretenden Schnittgeschwindigkeitsschwankungen eine signifikante Änderung der Schnittkraft hervorzurufen.

### 3.2 Regeneratives Rattern

In Vorschubrichtung können ebenfalls selbsterregte Schwingungen auftreten, die durch das Abspannen einer welligen Oberfläche, die bei dem vorherigen Werkstück oder Werkzeugumdrehung erzeugt wurde, entstehen. Verschiebungen des Werkzeugs in dieser Richtung wirken sich unmittelbar auf die Spanungsdicke  $h$  aus, wie in

Bild 3 dargestellt ist. Die in dieser Richtung wirkende Kraft wird als Drangkraft  $F_x$  bezeichnet.

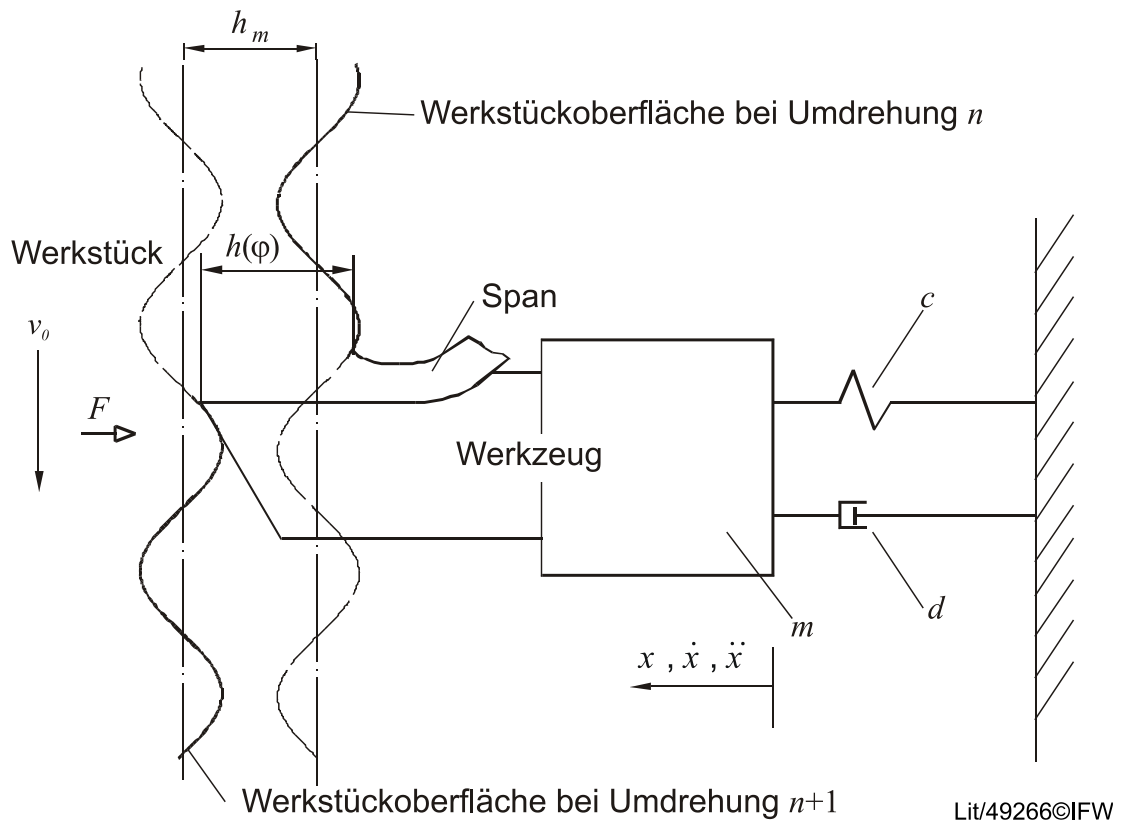


Bild 3: Regeneratives Rattern

Die dynamische Drangkraft  $F_x$  wirkt auf das schwingungsfähige System Maschine-Werkzeug-Werkstück und führt mit dessen endlicher Nachgiebigkeit  $G_m$  zu einer Verschiebung des Werkzeugs in  $x$ -Richtung. Die Spanungsdicke hängt damit von der aktuellen Lage des Werkzeugs  $x(t)$  und seiner Lage eine Umdrehung vor dem betrachteten Zeitpunkt ab. Formelmäßig lässt sich dieser Zusammenhang beschreiben durch

$$h(t) = x(t) - x(t - T). \quad (2)$$

Die Drangkraft berechnet sich aus den Größen momentane Spanungsdicke  $h(t)$  und konstanter Spanungsbreite  $b$  zu:

$$F_x(t) = k_{Ddyn} \cdot b \cdot h(t). \quad (3)$$

Darin ist  $k_{Ddyn}$  die spezifische dynamische Drangkraft. Dieser Wert ist materialabhängig und für gängige Werkstoffe als Ergebnis von Versuchsreihen tabelliert.



Das Zusammenwirken von Zerspanprozess und Maschine wird anhand des Blockdiagramms in Bild 4 deutlich. Dabei handelt es sich um eine regelungstechnisch orientierte Darstellung, die die oben beschriebenen Zusammenhänge zwischen Drangkraft, Übertragungsverhalten der Maschine und die Rückwirkung auf den Zerspanprozess zeigt.

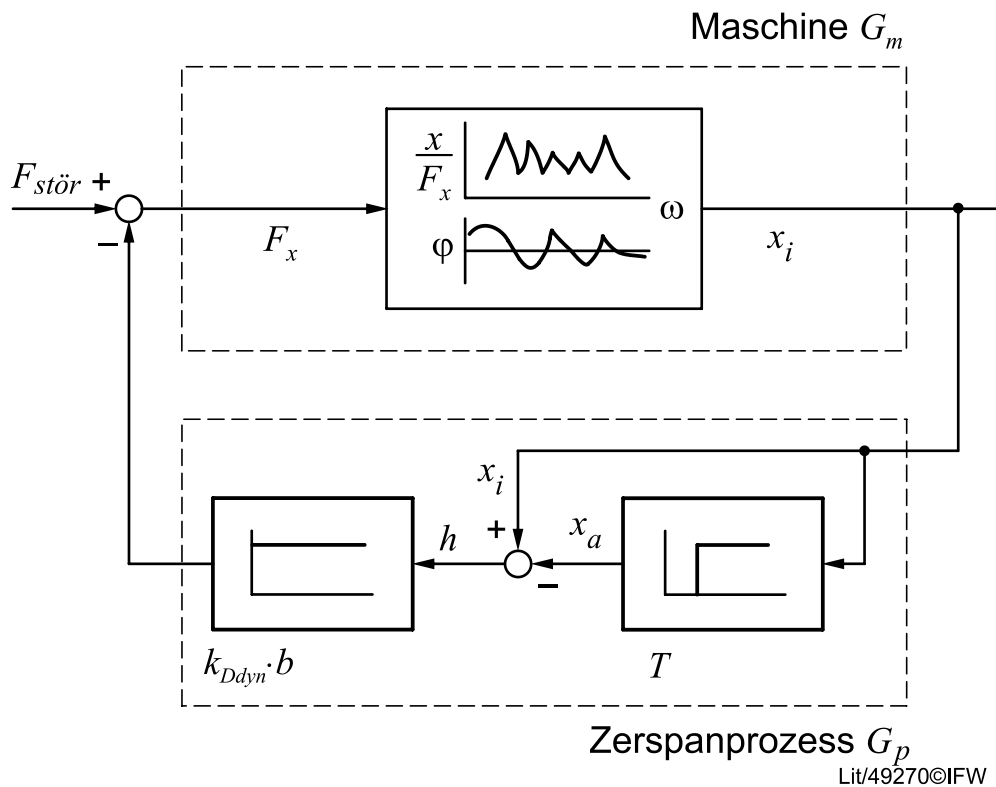


Bild 4: Systemvorstellung zur Beschreibung selbsterregter Schwingungen

Dieser Regelkreis kann instabil werden, d.h. die Amplitude wächst unkontrollierbar an. Um genau diesen Betriebspunkt zu ermitteln kann eine Stabilitätsprüfung mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums durchgeführt.

### 3.3 Rattern durch Lagekopplung

Bei dieser Art des Ratterns wird davon ausgegangen, dass das Werkzeug zwei Freiheitsgrade in verschiedenen Richtungen besitzt. Ein einfaches mechanisches Ersatzsystem, wie in Bild 5 dargestellt, soll diesen Zusammenhang verdeutlichen.

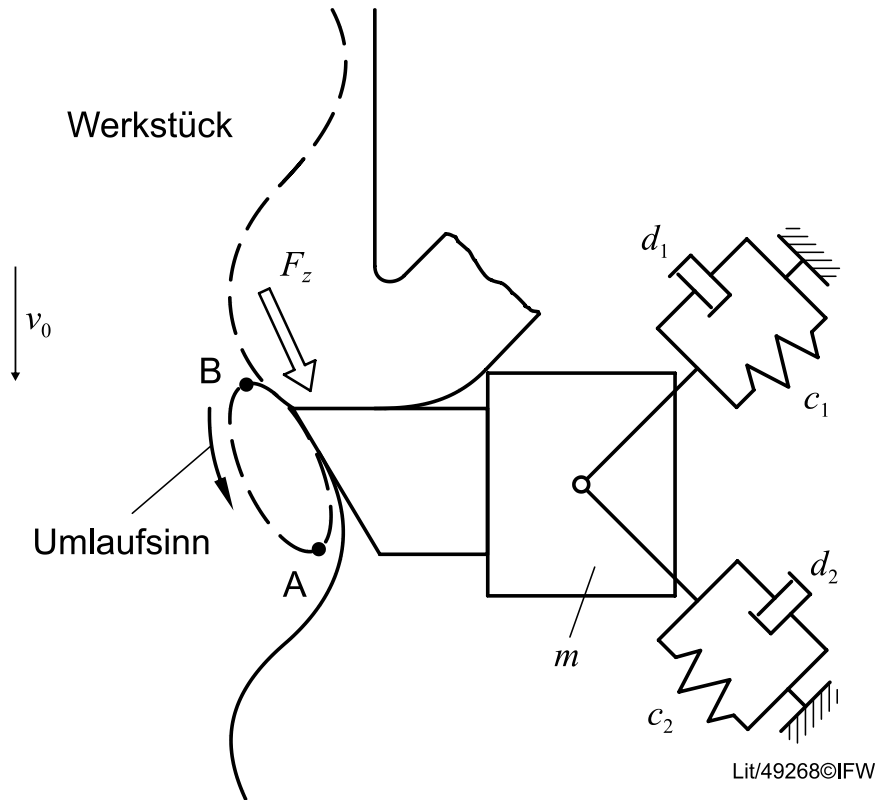


Bild 5: Rattern durch Lagekopplung

Das Werkzeug mit der Masse  $m$  wird über die Federn  $c_1$  und  $c_2$  abgestützt. Es soll der Fall betrachtet werden, bei dem die Masse in den Richtungen 1 und 2 in gleicher Frequenz, aber im Allgemeinen phasenverschoben und mit unterschiedlicher Amplitude schwingt. Dann beschreibt die Meißelspitze die eingezeichnete Ellipsenbahn. Es wird weiter vorausgesetzt, dass die Meißelspitze die Ellipsenbahn im angegebenen Richtungssinn durchläuft. Während der Bewegung vom Punkt A zum Punkt B muss gegen die Zerspankraft  $F_z$  Energie  $W_1$  an den Zerspanprozess abgegeben werden. Auf dem Rückweg von B nach A gibt dagegen der Prozess an den Schwinger die Energie von  $W_2$  ab. Aus der elliptischen Meißelbewegung folgt aber, dass auf dem Hinweg von A nach B die Spanungsdicke geringer ist als auf dem Rückweg von B nach A. Daraus folgt auch, dass  $W_1 < W_2$ . Das heißt, dass dem Schwinger während seiner Bewegung Energie zugeführt wird. Wenn die zugeführte Energie die Dämpfungsverluste übersteigt, werden die Schwingungen angefacht.

Es folgt daraus, dass die Ratterneigung einer Werkzeugmaschine nicht nur durch die Steifigkeit, Dämpfung und Massenverteilung beeinflusst wird, sondern auch von der Richtungsorientierung einzelner Eigenschwingungen.

## 4 Nachgiebigkeitsfrequenzgänge

Nachgiebigkeitsfrequenzgänge werden genutzt um die dynamische Steifigkeit von Systemen darzustellen (Anmerkung: Steifigkeit und Nachgiebigkeit sind zueinander invers). Dabei wird die Nachgiebigkeit eines Systems in Abhängigkeit der Frequenz dargestellt (Bild 7).

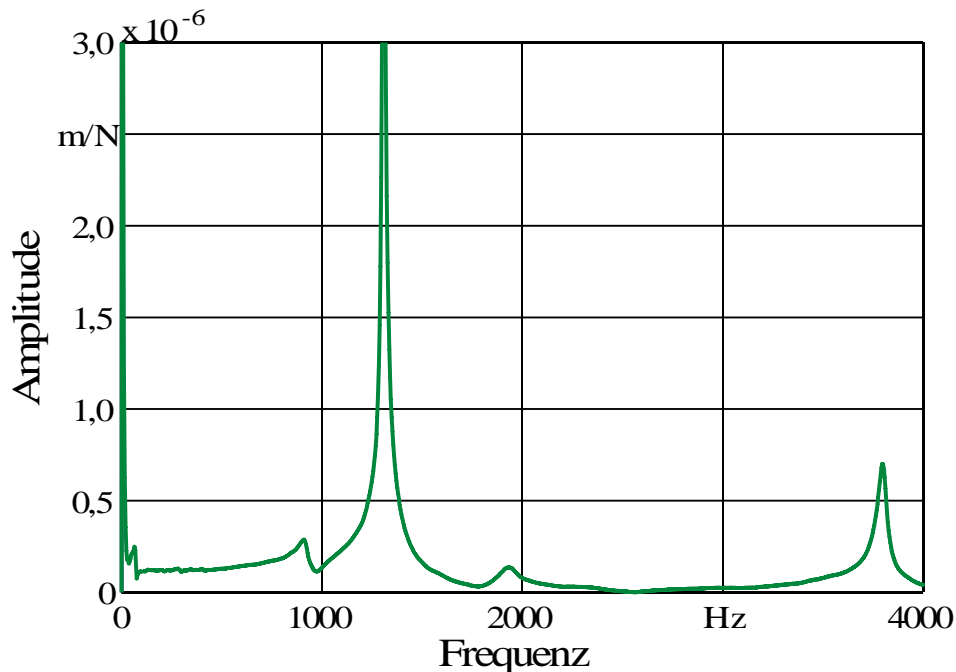


Bild 7: Nachgiebigkeitsfrequenzgang

Um die Stabilitätsgrenzen des Prozesses auf Basis des Regenerativeffektes zu berechnen, wird der Nachgiebigkeitsfrequenzgang der Maschine benötigt (siehe Kapitel 3). Herkömmlicherweise werden die Frequenzgänge experimentell bestimmt, was jedoch einen erheblichen Aufwand birgt. Eine Vereinfachung ergibt sich, wenn die maschinenseitige Nachgiebigkeit auf das Werkzeug reduziert werden kann. Es wird angenommen, dass das Werkzeug im Werkzeughalter ideal starr eingespannt ist. Damit kann wiederum das Verhalten des Werkzeugs als Biegebalken beschrieben werden (Bild 8).

Die Übertragungsfunktion und damit die dynamische Nachgiebigkeit am freien Balkenende kann dabei folgendermaßen berechnet werden:

$$|H(\omega)| = \left| \frac{\sin(\lambda) \cosh(\lambda) - \cos(\lambda) \sinh(\lambda)}{(\lambda/l)^3 EI (1 + \cos(\lambda) \cosh(\lambda))} \right|$$

Hierfür sind zunächst die Eigenformen  $k_n$  und die zugehörigen Eigenwerte  $\lambda_n$  entsprechend der Materialeigenschaften und der Geometrie zu bestimmen. Für den vorliegenden Fall gilt:

$$k_n^4 = \omega_n^2 \frac{\rho A}{EI}$$

$$\lambda_n = k_n l$$

Außerdem gilt für Kreisfrequenz und Frequenz der folgende Zusammenhang:

$$\omega_n = 2 \pi f_n$$

$\omega$ :	<i>Kreisfrequenz [rad/s]</i>
$E$ :	<i>E – Modul [N/m<sup>2</sup>]</i>
$A$ :	<i>Querschnittsfläche [m<sup>2</sup>]</i>
$I$ :	<i>Flächenträgheitsmoment [m<sup>4</sup>]</i>
$\rho$ :	<i>Dichte [kg/m<sup>3</sup>]</i>
$l$ :	<i>Auskraglänge [m]</i>

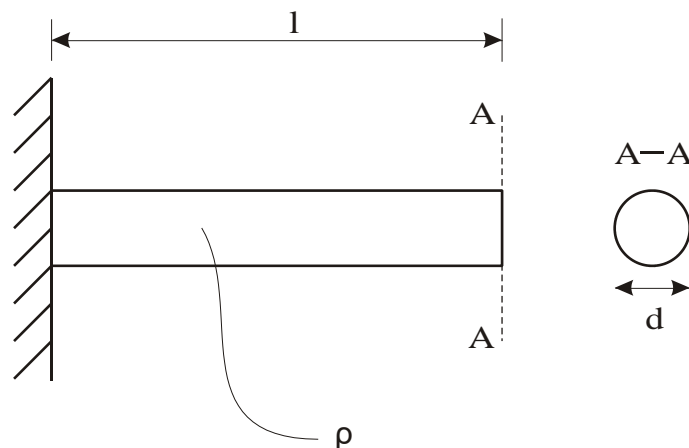


Bild 8: Biegebalken

Hinweis:

Auch wenn in der Realität kein unendlich großes Übertragungsverhalten auftritt, so weisen theoretische Polstellen trotzdem auf Frequenzen besonders hoher Nachgiebigkeit und damit auch einer besonders hohen Ratterneigung hin.

## 5 Versuchsaufbau

Als Versuchsmaschine steht ein 5-Achs-Bearbeitungszentrum zur Verfügung (Bild 8). Die technischen Daten können Tabelle 5.1 entnommen werden.



Bild 8: DMG HSC 30 linear

Tabelle 5.1: DMG HSC 30 linear: Technische Daten

<b>Anzahl angetriebener Achsen</b>	5	
<b>Arbeitsraum</b>	X, Y, Z	320 mm, 300 mm, 280 mm
	A, C	$\pm 120^\circ$ , $360^\circ$
<b>Aufspannfläche Spanntisch</b>	400 x 400 mm <sup>2</sup>	
<b>Max. Vorschubgeschwindigkeit</b>	X, Y, Z	80 m/min
	A, C	110 min <sup>-1</sup>
<b>Max. Beschleunigung</b>	X, Y, Z	12 m/s <sup>2</sup>
	A, C	50 rad/s <sup>2</sup>
<b>Max. Spindelleistung</b>	19.500 W	
<b>Max. Spindelmoment</b>	16.000 Nm	

<b>Max. Spindeldrehzahl</b>	40.000 min <sup>-1</sup>	
<b>Steuerung</b>	Celos Siemens Sinumeric 840D	
<b>Zusätzliche Peripherie</b>	Werkzeugvermessungssystem	
	Werkstückvermessungssystem	
	Beschleunigungssensoren	
	Kraftsensoren (Dehnungsmessstreifen)	
<b>Positioniergenauigkeit</b>	X, Y, Z	< 5 µm
	A, C	< 7 "

An der Spindel der Maschine sind mehrere Beschleunigungssensoren befestigt, so dass die im Prozess auftretenden Schwingungen über die Beschleunigungskräfte gemessen werden können. Die Signale werden analog gefiltert (Tiefpass), digitalisiert und an einen Messrechner weitergegeben. Anschließend werden sie über der Zeit aufgetragen. In dieser Darstellung wird ein Zeitfenster gewählt, für das eine FFT-Analyse durchgeführt wird. Dabei wird das zeitlich veränderliche Signal auf seine Spektralkomponenten hin untersucht (Ermittlung der Amplituden der einzelnen Signalanteile und Darstellung in Abhängigkeit der Frequenz). Das Ergebnis ist ein Spektrum von Amplituden.

## 6 Versuchsdurchführung

Bei dem Ratterversuch werden zwei Nuten im Vollschnitt in ein Werkstück hineingefräst (ähnlich Bild 1). Der Fräser hat dabei einen Durchmesser von 10 mm und vier Schneiden. Das Werkstückmaterial ist Stahl (42CrMo4). Schwingungen werden, wie beschrieben, mit den Beschleunigungssensoren gemessen.

Aufgabe ist es, instabile Prozesse zu detektieren sowie die Ratter- (Eigen-) frequenz des Systems messtechnisch und theoretisch zu ermitteln. Für die theoretische Ermittlung der Ratterfrequenz kann der Nachgiebigkeitsfrequenzgang des Werkzeugs berechnet werden.

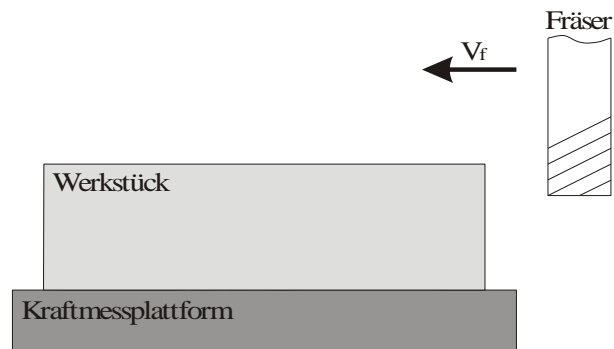


Bild 9: Versuchswerkstück

<b>Werkzeugdaten:</b>			
Auskraglänge [mm]	60	Dichte [kg/m <sup>3</sup> ]	12500
Werkzeugdurchmesser [mm]	10	Dämpfungskoeffizient	0.002
Anzahl der Schneiden	4	E-Modul [N/m <sup>2</sup> ]	400e9

## 7 Ablauf, Auswertung, Protokoll und Leistungsnachweis

Vor Beginn des Versuches findet ein Testat statt. Hierbei wird vorausgesetzt, dass sich alle Mitglieder der Gruppe mit dem Inhalt des Skriptes vertraut gemacht haben. Ist dies nicht der Fall, werden einzelne Mitglieder, oder auch die ganze Gruppe vom Versuch ausgeschlossen. Der eigentliche Versuch dauert anschließend ca. 30 min.

Jede Teilgruppe (i.a. 6 Personen) fertigt im Nachgang des Versuches ein eigenes Protokoll an, wofür die Vorlage zu verwenden ist. Sie enthält Angaben zur Auswertung und zur Gliederung des Protokolls. Bitte Namen sowie Matrikelnummer nicht vergessen.

Die Anfertigung technisch-ingenieurwissenschaftlicher Protokolle bereitet im Studium erfahrungsgemäß noch Schwierigkeiten. Deshalb wird dringend empfohlen, das Protokoll mit eigenen Worten zu verfassen, um diese Arbeitsweise zu üben. **Protokolle, die offensichtlich eine bloße Abschrift des Skriptes oder gar von „Musterprotokollen“ stellen einen Täuschungsversuch dar und können ggf. zum Durchfallen der gesamten Gruppe führen.** Treten während der Protokollanfertigung Fragen auf, könnt ihr euch mit den Versuchsbetreuern in Verbindung setzen.

Die Protokolle können in **sauberer!** Handschrift verfasst werden, jedoch wird zur Verwendung eines Textverarbeitungsprogramms geraten. Dies ist heutzutage Standard und wird von Absolventen der Ingenieurwissenschaften beim Einstieg ins Berufsleben als bekannt vorausgesetzt.

Das fertige Protokoll kann per E-Mail an den jeweiligen Versuchsbetreuer geschickt werden. Akzeptiert dieser das Protokoll, so ist der Versuch bestanden.



## 8 Literaturverzeichnis

- ◆ Tönshoff, H.K.: Werkzeugmaschinen - Grundlagen. Springer Verlag (Berlin u.a.), 1995
- ◆ Weck, M.: Werkzeugmaschinen, Band 4: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung. VDI-Verlag (Düsseldorf), 1990
- ◆ Weck, M., Teipel, K.: Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen. Springer Verlag (Berlin u.a.), 1977
- ◆ Milberg, J.: Werkzeugmaschinen – Grundlagen. Springer Verlag (Berlin u.a.), 1994