

Institut für Fertigungstechnik und Werkzeugmaschinen

Prof. Dr.-Ing. B. Denkena

Allgemeines Maschinenlabor (AML)

„Ratterschwingungen an Werkzeugmaschinen“

Dipl.-Ing. Kai M. Litwinski

1 Einleitung

Die nutzbare Leistung eines spanabhebenden Bearbeitungssystems, also einer Werkzeugmaschine, sowie seine Arbeitsgenauigkeit wird 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. Insbesondere soll gezeigt werden, dass bei selbsterregten Schwingungen kein stetiger, sondern ein nahezu sprunghafter Anstieg der Amplitude vorhanden ist.

Im theoretischen Teil des Versuchs werden die Grundlagen der Schwingungen an Werkzeugmaschinen kurz wiederholt, der Amplituden und Phasengang eines Einmassenschwingers abgeleitet und die entsprechende Frequenzgangsortskurve konstruiert.

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 weiters 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 Spanungsdicke oder die Spanungsbreite 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).

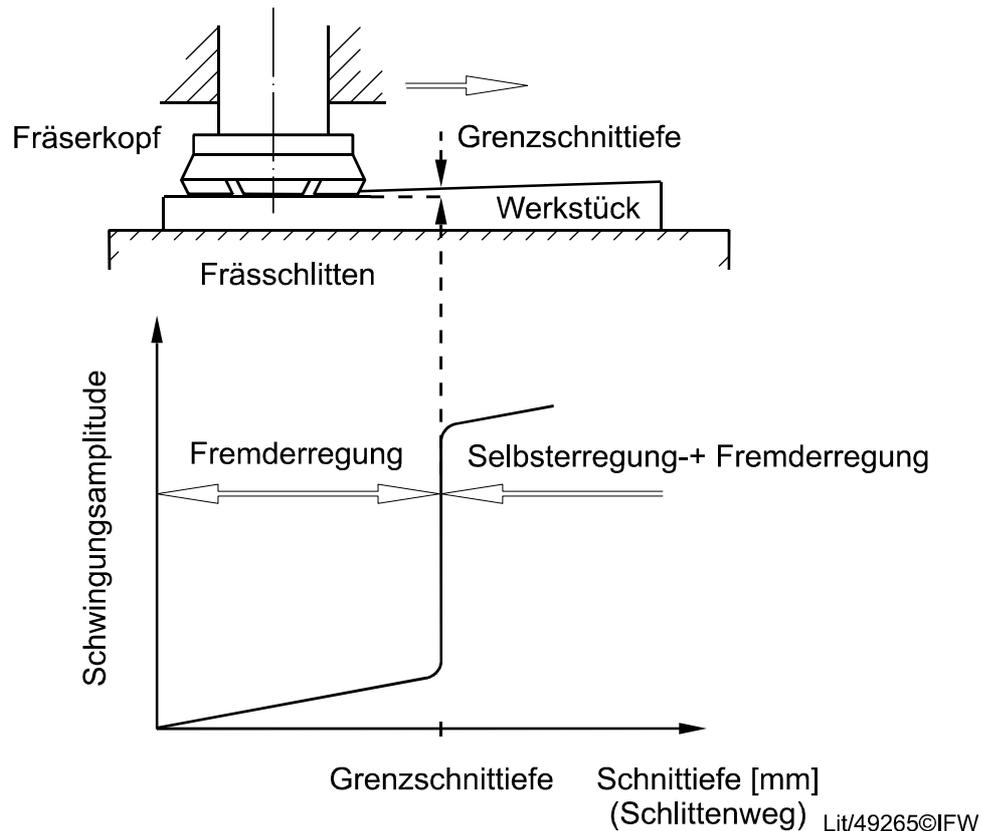


Bild 1: Schwingungsamplituden bei Fremd- und Selbsterregung (schematisch)

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. Außerdem ist die Belastung der Mitarbeiter durch den entstehenden Lärm sehr hoch.

Im Versuch wird gezeigt, dass die Leistungsfähigkeit der Versuchsmaschine durch die Grenzschnittbreite 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 aus 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.

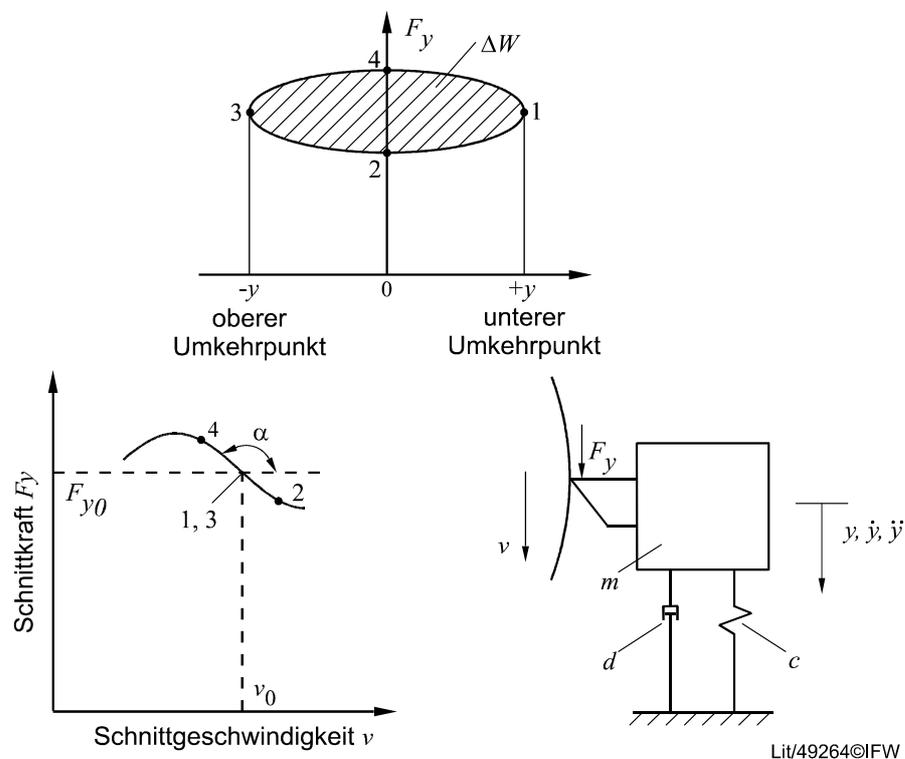


Bild 2: Kraftverlauf und Rattern bei fallender Schnittkraftcharakteristik

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_{y_0} entsprechend Bild 2 ein. F_{y_0} 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 $F_y > F_{y_0}$. Für das Zurückschwingen zum unteren Totpunkt gilt das umgekehrte Verhalten.

Aus einer Energiebetrachtung in Bild 2 folgt, dass je Schwingungsperiode ein Energiequantum ΔW 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 der 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.

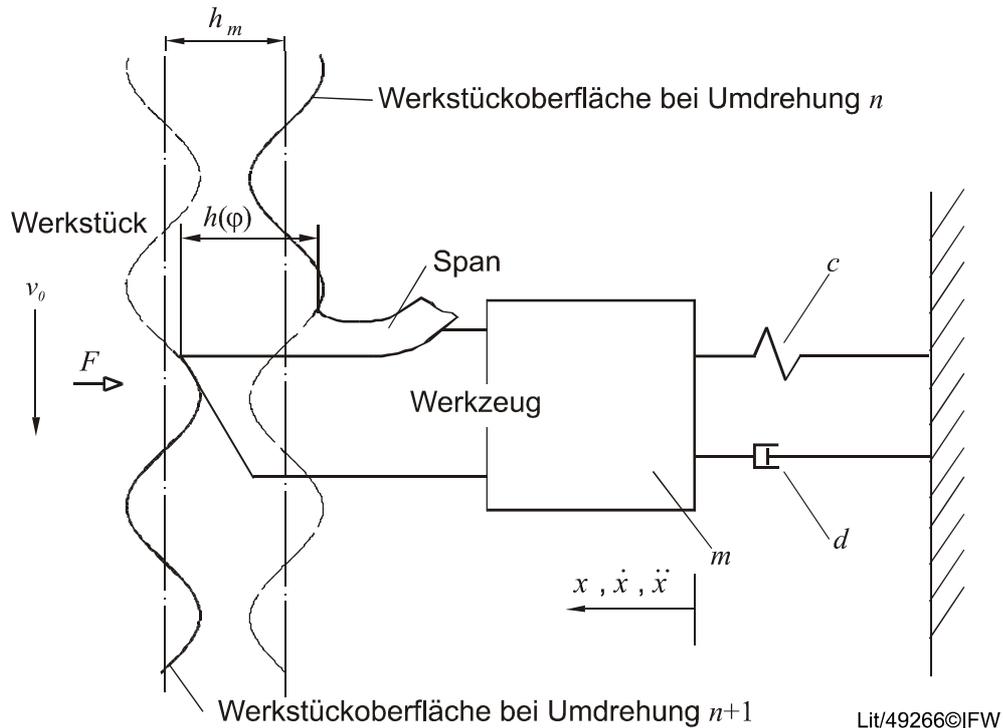


Bild 3: Regeneratives Rattern

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.

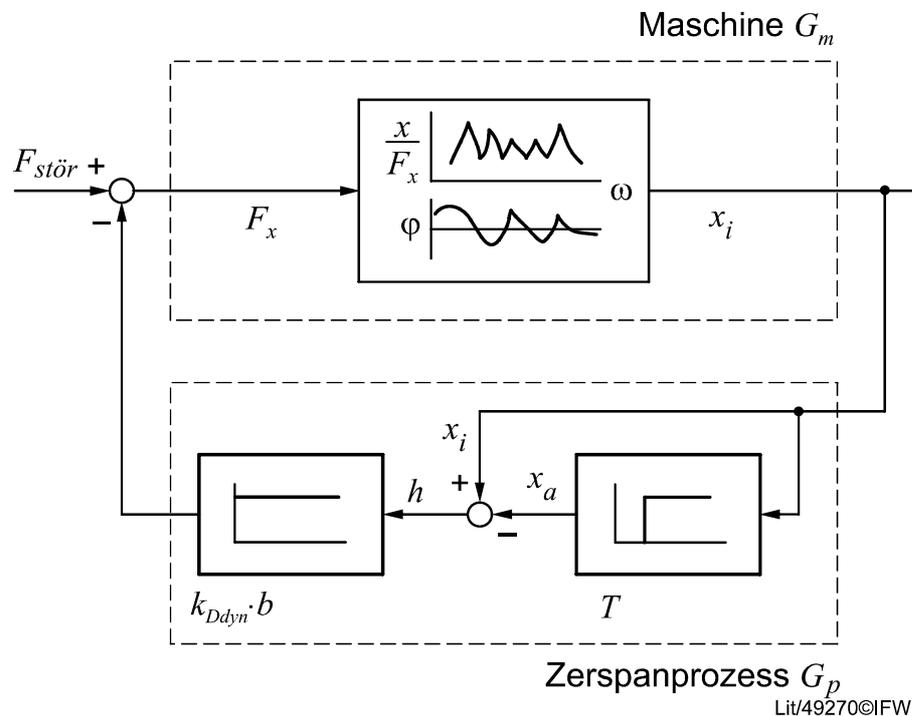


Bild 4: Systemvorstellung zur Beschreibung selbsterregter Schwingungen

Dieser Regelkreis kann instabil werden, d.h. die Amplitude wächst unkontrollierbar an. Um genau diesen Betriebspunkt zu ermitteln, wird eine Stabilitätsprüfung mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums durchgeführt. Dazu wird zunächst die Übertragungsfunktion des Regelkreises aus Bild 4 betrachtet:

$$\frac{X}{F_{stör}} = \frac{G_m}{1 + G_m \cdot G_p} \quad (4)$$

Der Regelkreis wird instabil, wenn der Nenner der Gleichung (4) verschwindet. In diesem Fall verursachen schon kleinste Störkräfte eine sehr große Werkzeugauslenkung x . Daraus folgt für die Stabilitätsgrenze:

$$G_m = -\frac{1}{G_p} \quad (5)$$

In dieser Gleichung ist G_m der Frequenzgang der Maschine und G_p der Frequenzgang des Zerspanprozesses. Als Frequenzgang wird das formelmäßig beschriebene Verhalten eines schwingenden Systems (Amplitude) in Abhängigkeit von der Fre-

quenz der Anregung bezeichnet. Bei der später verwendeten Darstellung in der komplexen Zahlenebene spricht man auch von der Ortskurve.

Einsetzen von (2) in (3) führt zu:

$$F_x(t) = k_{Ddyn} \cdot b \cdot [x(t) - x(t-T)]. \quad (6)$$

Durch Fouriertransformation von Ein- und Ausgangssignal und Teilen erhält man den Frequenzgang im Frequenzbereich (komplexe Schreibweise):

$$G_p(j\omega) = \frac{F_x(j\omega)}{x(j\omega)}. \quad (7)$$

Anschaulich kann man sich darunter eine frequenzabhängige Steifigkeit vorstellen, die von dem Quotienten aus verursachender Kraft F und Verschiebung x gebildet wird. Zur Durchführung einer Stabilitätsanalyse ist ebenfalls eine Transformation der Gleichung (3) in den Frequenzbereich erforderlich. Zunächst erhält Gleichung (2) die Schreibweise

$$h(j\omega) = x(j\omega) - x(j\omega) \cdot e^{-j\omega T}. \quad (8)$$

Damit kann $F_x(j\omega)$ wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{aligned} F_x(j\omega) &= k_{Ddyn} \cdot b \cdot [x(j\omega) - x(j\omega) \cdot e^{-j\omega T}] \\ \Leftrightarrow F_x(j\omega) &= k_{Ddyn} \cdot b \cdot x(j\omega) \cdot [1 - e^{-j\omega T}]. \end{aligned} \quad (9)$$

Einsetzen von Gleichung (9) in Gleichung (7) und Kürzen von $x(j\omega)$ ergibt den Frequenzgang des Zerspanprozesses in komplexer Schreibweise:

$$G_p(j\omega) = k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - e^{-j\omega T}). \quad (10)$$

Die Stabilitätsgrenze ist erreicht, sobald die Gleichung (5) erfüllt ist, also die Maschinenortskurve G_m und die negative inverse Prozessortskurve G_p nach Betrag und Phase übereinstimmen. G_m kann experimentell ermittelt werden; Betrag und Phase von $-1/G_p$ folgen aufgrund einiger Umformungen aus Gleichung (10). Dazu ist die Kenntnis der EULERSchen Relation notwendig:

$$\begin{aligned} e^{j\varphi} &= \cos \varphi + j \sin \varphi \\ e^{-j\varphi} &= \cos \varphi - j \sin \varphi. \end{aligned} \quad (11)$$

Einsetzen der EULERSchen Relation (11) in (10) ergibt:

$$\begin{aligned} G_p(j\omega) &= k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T) + j \sin(\omega T)) \\ G_p(j\omega) &= k_{Ddyn} \cdot b - k_{Ddyn} \cdot b \cdot \cos(\omega T) + j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T). \end{aligned} \quad (12)$$

Im Folgenden werden die zur Ermittlung der Stabilitätsgrenze erforderlichen Umformschritte ohne Nummerierung wiedergegeben. Ziel ist die Trennung von Real- und Imaginärteil.

$$-\frac{1}{G_p(j\omega)} = -\frac{1}{k_{Ddyn} \cdot b - k_{Ddyn} \cdot b \cdot \cos(\omega T) + j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T)} \quad (13)$$

Die konjugiert-komplexe Erweiterung von (13) mit $k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T)) - j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T)$ führt zu:

$$\begin{aligned} -\frac{1}{G_p(j\omega)} &= -\frac{k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T)) - j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T)}{(k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T)) + j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T)) \cdot (k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T)) - j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T))} \\ -\frac{1}{G_p(j\omega)} &= \frac{k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T)) - j \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot \sin(\omega T)}{k_{Ddyn}^2 \cdot b^2 \cdot (1 - \cos(\omega T))^2 + k_{Ddyn}^2 \cdot b^2 \cdot \sin^2(\omega T)} \\ -\frac{1}{G_p(j\omega)} &= \frac{k_{Ddyn} \cdot b \cdot (-1 - \cos(\omega T)) + j \sin(\omega T)}{k_{Ddyn}^2 \cdot b^2 \cdot (1 - 2 \cos(\omega T) + \cos^2(\omega T) + \sin^2(\omega T))} \\ -\frac{1}{G_p(j\omega)} &= \frac{(1 - \cos(\omega T)) + j \sin(\omega T)}{2 \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T))} \end{aligned}$$

Nach Trennung von Real- und Imaginärteil ergibt sich:

$$-\frac{1}{G_p(j\omega)} = -\frac{1}{2 \cdot k_{Ddyn} \cdot b} + j \cdot \frac{\sin(\omega T)}{2 \cdot k_{Ddyn} \cdot b \cdot (1 - \cos(\omega T))} \quad (14)$$

Diese Ortskurve hat demnach einen konstanten Realteil, der Imaginärteil ist frequenzabhängig. Das führt auf eine Gerade, die im Abstand $-1/(2k_{Ddyn} \cdot b)$ parallel zur imaginären Achse verläuft. Mit größerer Spannungsbreite b rückt die negative inverse Ortskurve weiter in Richtung der positiven reellen Achse. Wenn die Maschinenortskurve tangiert wird, ist eine notwendige Bedingung erfüllt, von der die minimale Grenzspannungsbreite $b_{gr,min}$ festgelegt wird (Gleichung (13)), die zum Erreichen des Ratters erforderlich ist. Dieser Grenzfall ist in Bild 5 dargestellt.

$$b_{gr,min} = \frac{1}{2 \cdot k_{Ddyn} \cdot \{\text{Re}_{neg,max}(G_m)\}} \quad (15)$$

Das Nyquistkriterium enthält neben der Betrags- auch die Phasenbedingung. Daraus folgt, dass auch oberhalb $b_{gr,min}$ stabile Zustände möglich sind.

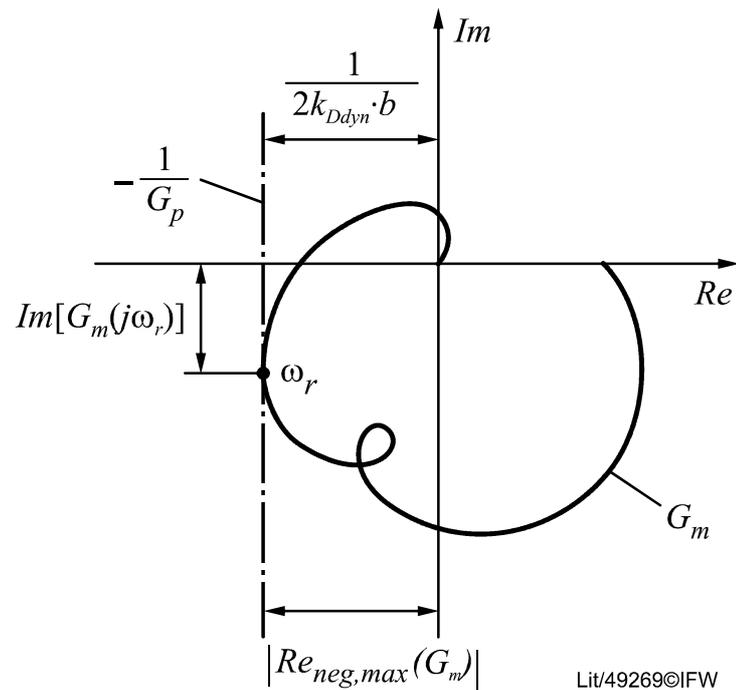


Bild 5: Bestimmung der Rattergrenze aus der Maschinen- und inversen Zerspanungsortskurve

Es wurde gezeigt, dass das System Maschine-Prozess sehr mathematisch beschrieben werden kann und man zur eindeutigen Aussage über die Grenzzustände gelangt. Das Problem liegt in der Ermittlung der exakten Maschinenortskurve G_m . Sie lässt sich aufgrund der Komplexität einer Werkzeugmaschine nur sehr schwer analytisch berechnen und wird daher meist experimentell gefunden.

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 6 dargestellt, soll diesen Zusammenhang verdeutlichen.

4 Versuchsaufbau

Als Versuchsmaschine steht ein 5-Achs-Bearbeitungszentrum zur Verfügung (Bild 7). Die technischen Daten können Tabelle 4.1 entnommen werden. Bei der Maschine handelt es sich um eine für Forschungszwecke durch ein sensorisches Spannsystem modifizierten Versuchsträger.



Lit/57153©IFW

Bild 7: DMG HSC 55 linear

Tabelle 4.1: DMG HSC 55 linear: Technische Daten

Anzahl angetriebener Achsen	5	
Arbeitsraum	X, Y, Z	450 mm, 580 mm, 400 mm
	A, C	+10°/-110°, 360°
Aufspannfläche Spanntisch	400 × 400 mm ²	
Kraft/Moment pro Achse	X:	10 kN
	Y:	2 × 7,7 kN

	Z:	7,7 kN
	A	1.000 Nm
	C	500 Nm
maximale Vorschubgeschwindigkeit	X, Y, Z	80 m/min
	A, C	110 min ⁻¹
maximale Beschleunigung	X, Y, Z	13 m/s
	A, C	50 rad/s ²
Spindelleistung	35 kW (40 % ED), 27 kW (100 % ED)	
Spindelmoment	48 Nm (40 % ED), 38 Nm (100 % ED)	
Spindeldrehzahl	28.000 min ⁻¹	
Steuerung	Heidenhain iTNC 530	
Zusätzliche Peripherie	Werkzeugvermessungssystem	
	Werkstückvermessungssystem	
	Minimalmengenschmierung	
Positioniergenauigkeit	X, Y, Z	< 5 µm
	A, C	< 7 “

Das Konzept des sensorischen Spannsystems ist in Bild 8 dargestellt. Die Spannelemente enthalten Dehnungsmessstreifen zur Messung der kraftbedingten Verlagerungen der Elemente. Darüber hinaus beinhaltet es MEMS-basierte (Mikro Elektro Mechanische Systeme) Beschleunigungssensoren und Temperatursensoren, die aber für den aktuellen Versuch nicht verwendet werden.

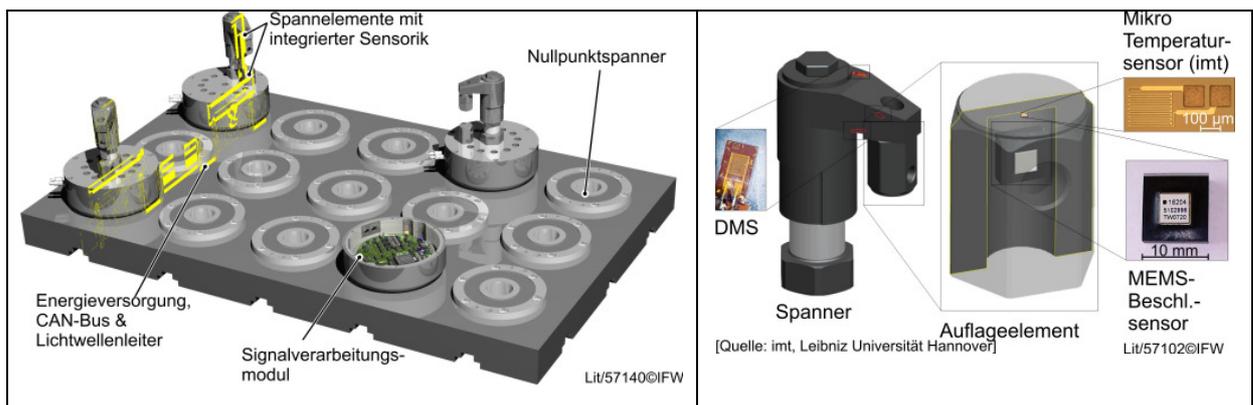


Bild 8: Sensorisches Spannsystem

Die Signale Dehnungsmessstreifen werden mit der in Bild 9 dargestellten Signalverarbeitungshardware ausgewertet. Dabei werden die Dehnungsmessstreifen in einer Wheatstonebrückenschaltung über einen zweistufigen Verstärkeraufbau

ausgewertet. Die Signale werden direkt im Spannsystem digitalisiert und über einen CAN-Bus nach außen kommuniziert.

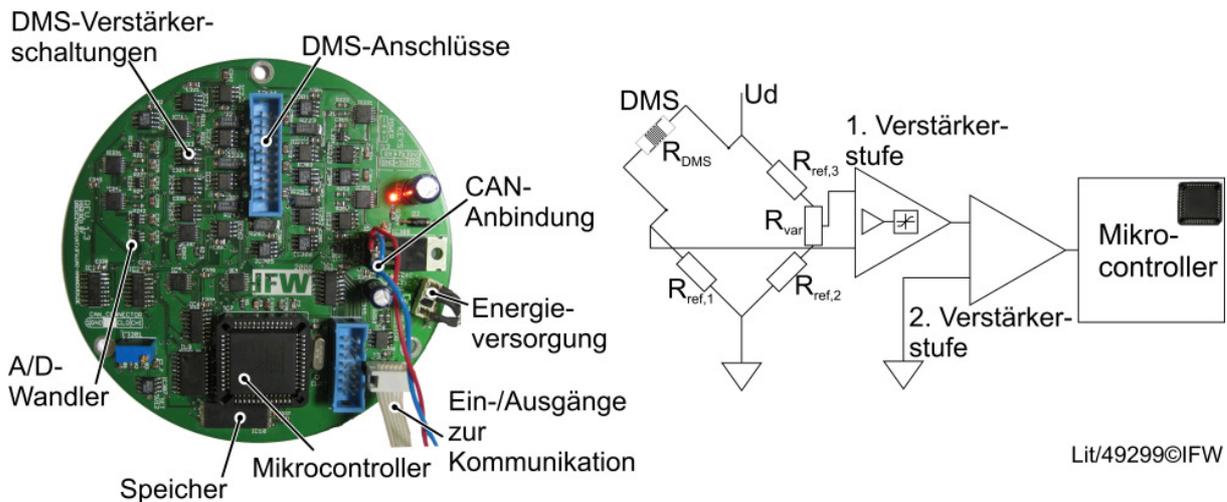


Bild 9: Signalverarbeitungshardware

Die Signale werden durch eine dSPACE-Echtzeit-Steuer- und Regelkarte aufgenommen und verarbeitet. Dabei werden die unterschiedlichen Signale 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 (Ermitteln der Amplituden der einzelnen harmonischen Schwingungen; Fast-Fourier-Transformation). Ergebnis ist ein Spektrum von Beschleunigungsamplituden in Abhängigkeit der Frequenz.

5 Versuchsdurchführung

Bei dem Ratterversuch wird eine Nut im Vollschnitt in ein Werkstück mit steigender Schnitttiefe hineingefräst (ähnlich Bild 1). Der Fräser hat dabei einen Durchmesser von 20 mm und drei Schneiden. Das Werkstückmaterial ist Aluminium (AlZn8MgCu). Durch das Spannsystem wird die Zerspankraft im Prozess gemessen.

Aufgabe ist es, die Grenzschnitttiefe und die Ratterfrequenz anhand der gemessenen Signale und optisch an anhand des Werkstücks zu ermitteln. Weitere Hinweise zur Versuchsdurchführung werden während des Versuchs gegeben.

6 Auswertung, Protokoll und Leistungsnachweis

Jede Teilgruppe (i.a. 6 Personen) fertigt ein eigenes Protokoll an, wofür das Aufgabenblatt im Anhang als Deckblatt zu verwenden ist. Es enthält Angaben zur Auswertung und zur Gliederung des Protokolls. Bitte Namen sowie Matrikelnummer nicht vergessen und die Blätter zusammenheften z.B. mit Heftstreifen. Bindungen oder gar Einbanddeckel sind nicht erforderlich. Bitte auch das am Ende des Versuchs ausgedruckte Ergebnisblatt zum Protokoll hinzuheften.

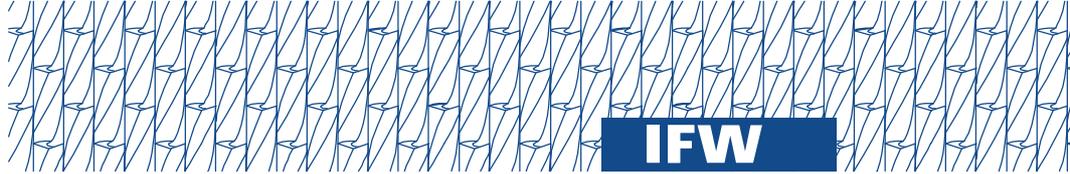
Die Anfertigung technisch-ingenieurwissenschaftlicher Protokolle bereitet im Studium erfahrungsgemäß noch Schwierigkeiten. Deshalb wird dringend empfohlen, das Protokoll mit eigenen Worten zu verfassen, um diese Arbeitsweise zu üben. Protokolle, die offensichtlich eine bloße Abschrift des Skriptes oder gar von „Musterprotokollen“ (wir kennen sie in- und auswendig) darstellen, werden nicht akzeptiert, sondern müssen nachgebessert werden oder können ggf. zum Durchfallen der gesamten Gruppe führen. Treten während der Protokollanfertigung Fragen auf, könnt ihr euch ruhig 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.

Einige Tage nach Abgabe und Durchsicht der Protokolle findet eine 30-minütige (pro Versuch) Nachbesprechung statt. Der Termin wird in Absprache mit den Studierenden festgelegt. Für die Nachbesprechung sind das Versuchsprotokoll, dieses Skript sowie die Ausführungen während des Versuchs relevant. Es werden Verständnisfragen zum Stoff, zum Versuch sowie zum Protokoll gestellt. Das Ergebnis ist bestanden oder nicht bestanden.

7 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.), 1995



AML

Ratterschwingungen an Werkzeugmaschinen

Aufgabenstellung zur Auswertung:

Es ist pro Teilgruppe ein Protokoll mit folgender Gliederung zu erstellen:

1. Kurze Darstellung der Theorien der Entstehungsmechanismen für Rattern an Werkzeugmaschinen
2. Beschreibung des Versuchsaufbaus:
 - a. Maschine
 - b. Messsysteme
 - c. Messprinzipien
3. Versuchsdurchführung
4. Berechnung der kritischen Schnitttiefe (Werte unten eintragen)
5. Bestimmung der Ratterfrequenz
6. Bestimmen einer besser geeigneten Drehzahl zur Reduktion der Ratterneigung
7. Interpretation der Messschriebe und kritische Diskussion der Ergebnisse

Die Abgabe soll spätestens eine Woche nach dem Versuch erfolgen. Als Deckblatt für das Protokoll verwende man dieses Blatt.

Resultat:

Positionen (x)		
Eingriffstiefe		
Größe der Rattermarken		
Ratterfrequenz		

Teilnehmer:

Name (in Blockschrift)	Matr.-Nr.
Versuchsdatum:	Gruppe:

