

5 Auslegung von Vorschubantrieben

5.1 Auswahl des Motors und der mechanischen Komponenten

Eine zentrale Aufgabe bei der Auslegung von Vorschubantrieben ist die Wahl bzw. die Dimensionierung des Antriebmotors hinsichtlich der geforderten Kenndaten. Die Bestimmung des Motors geht mit der Festlegung der Übersetzung der mechanischen Getriebekomponenten, wie Zahnrad- bzw. Zahnriemengetriebe, Kugelgewindespindel und Zahnstange-Ritzeltriebe, einher. Durch diese Komponenten wird die Anpassung von Motormoment und -drehzahl an die Anforderungen hinsichtlich Vorschubkraft, -geschwindigkeit und -beschleunigung in weiten Bereichen ermöglicht.

Seit einigen Jahren finden auch elektrische Lineardirektantriebe Anwendung, die keine mechanischen Übertragungselemente haben.

5.1.1 Bestimmung der Anforderungen und Wahl des Antriebsprinzips

Vorschubantriebe haben die Aufgabe, die Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug zu erzeugen und dabei die erforderlichen Vorschubkräfte, -geschwindigkeiten und -beschleunigungen aufzubringen. Die Auslegung des Vorschubantriebes erfolgt unter folgenden Gesichtspunkten:

- Erreichen der vorgegebenen Positionier- und Bahngenauigkeit sowie
- Realisieren der geforderten Bahngeschwindigkeit und -beschleunigungen.

Hieraus lassen sich die folgenden Forderungen ableiten:

- Spielfreiheit,
- geringe statische und dynamische Nachgiebigkeit bei zugleich ausreichender Dämpfung,
- hohe erste Resonanzfrequenz der mechanischen Übertragungselemente,
- möglichst lineares Übertragungsverhalten der Konstruktionselemente des Vorschubantriebes,
- hohe geometrische und kinematische Genauigkeit der Komponenten und des montierten Antriebstrangs,
- gleichmäßiger Lauf auch bei niedrigen Geschwindigkeiten (geringe Drehmomentwelligkeit des Motors bei kleinen Drehzahlen, kein Stick-Slip-Effekt der Führungen),

- großer Vorschubgeschwindigkeitsbereich (1 zu 10000) wegen der stark unterschiedlichen Achsgeschwindigkeiten beim Verfahren entlang einer Bahn,
- hohes Beschleunigungsvermögen durch ausreichendes Motormoment, hohe Kurzzeit-Überlastbarkeit, geringe Reibung und geringe Massen und Trägheitsmomente der zu beschleunigenden Teile,
- niedrige Massen des gesamten Vorschubsystems bei aufeinander aufbauenden Achsen (Kreuzschlitten) und
- gutes Führungs- und Störverhalten des Lageregelkreises.

Moderne Antriebsmotoren und Regelkreise sind aufgrund ihrer guten dynamischen Eigenschaften in der Lage, die Resonanzfrequenzen der Mechanik anzuregen. Dies führt dazu, dass z. T. die dynamischen Eigenschaften der Motoren nicht voll genutzt werden können (Ruckbegrenzung). Darüber hinaus ist bei der Auslegung von hochdynamischen Vorschubachsen darauf zu achten, dass ein ausreichender Frequenzabstand zwischen möglichen Anregungsfrequenzen des Lageregelkreises zu den mechanischen Resonanzfrequenzen besteht. In diesem Zusammenhang gilt die grobe Faustformel, dass die Frequenz der ersten Resonanzstelle des mechanischen Systems mindestens doppelt so groß sein soll, wie die Eigenfrequenz des Lageregelkreises.

Elektrische Lineardirektantriebe wirken direkt auf die zu bewegenden Maschinenkomponenten wie z.B. Ständer. Sie benötigen daher keine mechanischen Übertragungselemente. Der Kraftfluss vom Motor zur abtriebsseitigen Mechanik geschieht auf kürzestem Wege. So lassen sich höhere Bearbeitungsgeschwindigkeiten bei sehr guter statischer und dynamischer Laststeifigkeit erreichen.

Aufgrund des iterativen Charakters des Entwicklungsprozesses liegen anfangs zumeist keine sicheren Daten über die zu bewegenden Massen und die statischen bzw. dynamischen Nachgiebigkeiten der Gesamtmaschine bzw. ihrer Einzelkomponenten vor. Grundlage der Dimensionierung des Motors und der mechanischen Komponenten bilden daher die Angaben des Pflichtenheftes. Daten wie Prozesskräfte, die zu realisierenden Beschleunigungen, die Eilganggeschwindigkeit, die Bearbeitungsgeschwindigkeit, der Verfahrenweg, die zu bewegenden Massen und natürlich die Kosten bilden den Auslegungsrahmen.

Falls nicht im Pflichtenheft festgelegt, gilt es, das Antriebsprinzip des Vorschubantriebs zu wählen. Dabei ist zwischen den verschiedenen Möglichkeiten zur Wandlung der Rotations- in eine Translationsbewegung (Spindel-Mutter-, Ritzel-Zahnstange- oder rotatorischer Antrieb mit / ohne Getriebe) oder einem Lineardirektantrieb zu wählen. Welche Bauform für eine gegebene Vorschubaufgabe optimal ist, lässt sich häufig erst durch die annähernd vollständige Auslegung der Komponenten und anschließender Nachrechnung endgültig bestimmen. Wesentliche Kriterien für die Wahl des günstigsten Antriebsprinzips sind Positioniergenauigkeit, Verfahrenweg, -geschwindigkeit und -beschleunigung, geforderte statische und dynamische Steifigkeit, Fertigungs- und Montageaufwand sowie die Kosten.

5.1.2 Wahl und Auslegung der mechanischen Komponenten

Für die Dimensionierung des Motors sind die zu bewegenden und beschleunigenden Massen und Trägheitsmomente zu bestimmen. Neben den Gestellkomponenten wie z.B. Ständer und Support sind auch Kupplungen zum Ausgleich von Wellenversatz, Führungsbahnabdeckungen und Energieführungsketten zu berücksichtigen.

Für die Auslegung der mechanischen Übertragungselemente eines Vorschubantriebs sind die zulässigen Übertragungsfehler maßgebend. Welcher der Übertragungsfehler – der kinematische, der statische oder der dynamische – den größten Einfluss auf ein zu erzielendes Bearbeitungsergebnis hat, hängt vom Aufbau des Vorschubsystems, der Art des Einsatzes und von der Belastung ab.

Die im Antriebsstrang liegenden mechanischen Komponenten sind so zu wählen und auszulegen, dass unter Berücksichtigung der maximalen Schnitt- und Beschleunigungskräfte und des maximalen Werkstückgewichts die Verformungen und die Eigenfrequenzen der Mechanik innerhalb vorgegebener Grenzen liegen.

Bei Gewindespindeltrieben beinhaltet dies insbesondere die Bestimmung des Spindeldurchmessers hinsichtlich Steifigkeit, Knickung und kritischer Biegeeigenfrequenz. In Kapitel 3.3.2 ist der entgegengerichtete Einfluss des Spindeldurchmessers auf die Steifigkeit und die Resonanzfrequenz der Spindel erläutert. Eine Vergrößerung des Spindeldurchmessers erhöht die Steifigkeit mit der zweiten Potenz. Das Massenträgheitsmoment steigt jedoch zugleich mit der vierten Potenz.

So kann durch die Vergrößerung des Spindeldurchmessers das Beschleunigungsverhalten des Vorschubantriebes sehr negativ beeinträchtigt werden. Dies bedeutet, dass die Wahl des richtigen Spindeldurchmessers und deren Steigung in einem Kompromiss zwischen ausreichender statischer Steifigkeit bei gerade noch vertretbarem Massenträgheitsmoment besteht.

Bei der Systemauslegung ist darauf zu achten, dass mögliche Anregungsfrequenzen in einem ausreichenden Frequenzabstand von den Resonanzfrequenzen liegen. Für die rechnerische Auslegung genügt hierfür in vielen Fällen die Ermittlung der untersten bzw. ersten Resonanzstelle mit Hilfe des Ersatzsystems 2. Ordnung. Folgende Situationen sind zu überprüfen:

1. Die Eigenfrequenz des Vorschubsystems bestehend aus zu den bewegenden Komponenten als Masse und Getriebeelementen als Feder sollte wenigstens doppelt so hoch sein, wie die Eigenfrequenz des Regelkreises. Andernfalls kommt es bei Verwendung von direkten Messsystemen zu Instabilitäten.
2. Die Biegeeigenfrequenz der Vorschubspindel sollte mindestens das doppelte der maximalen Drehfrequenz der Spindel, d.h. bei maximaler Vorschubgeschwindigkeit, betragen.

Ist der Frequenzabstand zu gering, so muss man durch Variation der Massenträgheiten und der Federsteifigkeiten die Eigenfrequenzen der mechanischen Übertragungselemente verschieben. Zur gezielten Auslegung des dynamischen Übertragungsverhaltens der mechanischen Bauelemente ist der Einsatz von Rechnerprogrammen sinnvoll.

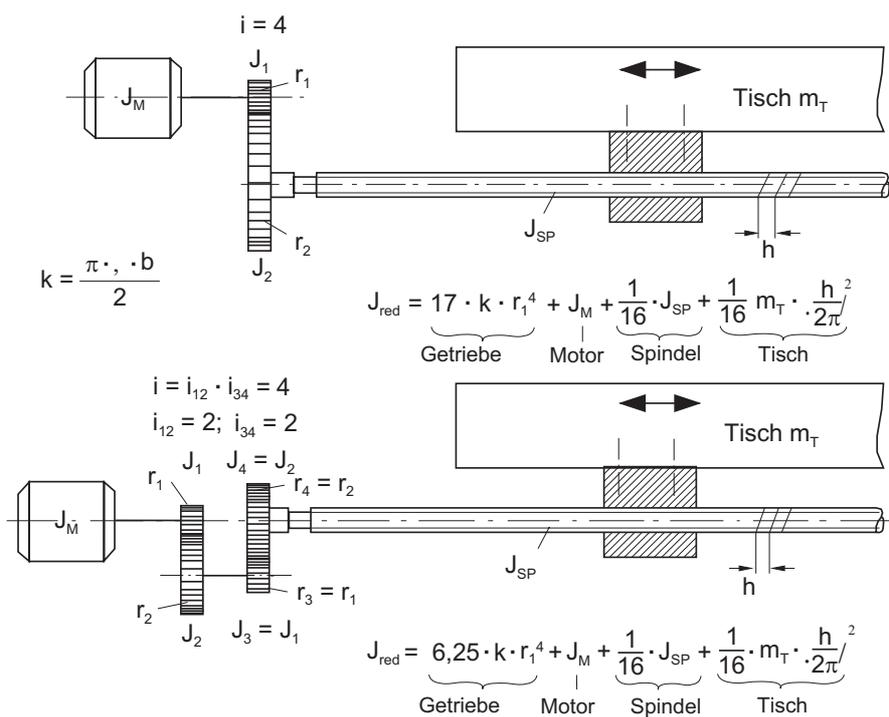


Bild 5.1. Massenträgheitsmomente zweier Spindeltriebe mit einstufigen und zweistufigen Vorschubgetrieben

Durch eine optimierte konstruktive Ausführung der Einzelkomponenten des Vorschubantriebs kann ein insgesamt niedrigeres Massenträgheitsmoment erzielt werden. Dies sei beispielhaft an einem Zahnradgetriebe erläutert.

Bild 5.1 zeigt zwei Vorschubantriebe, die bis auf das Übersetzungsgetriebe identisch sind. Das auf die Motorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment berechnet sich für das einstufige Getriebe gemäß Gleichung 5.1 und für das zweistufige Getriebe gemäß Gleichung 5.2.

Einstufiges Getriebe:

$$J_{\text{Rad,red}} = J_{\text{Rad1}} \cdot \left(1 + \frac{i^4}{i^2} \right) = 17J_{\text{Rad1}} \quad (5.1)$$

Zweistufiges Getriebe:

$$J_{\text{Rad,red}} = J_{\text{Rad1}} \cdot \left(1 + \frac{i_{12}^4}{i_{12}^2} + \frac{1}{i_{12}^2} + \frac{i_{12}^4}{(i_{12} \cdot i_{34})^2} \right) = 6,25J_{\text{Rad1}} \quad (5.2)$$

Damit besitzt das einstufige Getriebe bei gleichem Gesamtübersetzungsverhältnis und gleichen Radbreiten ein 2,7fach größeres, auf die Motorwelle reduziertes Mas-

senträgheitsmoment gegenüber dem zweistufigen Getriebe. Dies resultiert aus dem großen Trägheitsmoment des großen Abtriebrades des einstufigen Getriebes.

Trotz des geringeren Massenträgheitsmoments des zweistufigen Getriebes wird man hier das einstufige bevorzugen, da es außer der kleineren Nachgiebigkeit und dem kleineren Spiel den Vorteil der geringeren Fertigungskosten hat. Die Auswahl der Lösung wird somit letztlich auch durch eine Wirtschaftlichkeitsbetrachtung beeinflusst.

5.1.3 Auswahl und Auslegung des Antriebsmotors

Die Auslegung des Vorschubmotors muss im Zusammenhang mit der Bestimmung der Übersetzung der mechanischen Komponenten (Vorschubgetriebe, Spindelsteigung, Ritzeldurchmesser) gesehen werden. Diese erlauben eine Anpassung von Motormoment und -drehzahl an die Anforderungen hinsichtlich Vorschubkraft, -geschwindigkeit und -beschleunigung. Bei Lineardirektantrieben ist diese Anpassbarkeit nicht gegeben. Hier bestimmen die Daten des Lastenhefts: Vorschubkraft über der Vorschubgeschwindigkeit sowie Motormasse direkt die Motorwahl aus dem Herstellerkatalog.

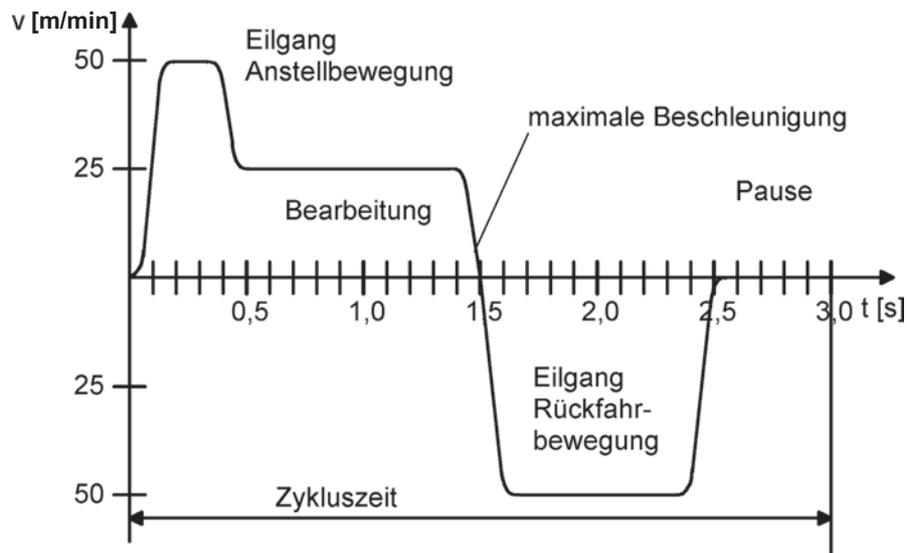


Bild 5.2. Bearbeitungszyklus eines Bohrvorgangs mit trapezförmigem Geschwindigkeitsverlauf

Die Wahl des Vorschubmotors stellt sich somit als ein Auslegungsproblem mit den Parametern Getriebeübersetzung (i) und Spindelsteigung (h) auf der einen Seite und den Motorkennwerten auf der anderen Seite dar. Aufgrund der wechselseitigen Beeinflussung der Parameter wird eine schrittweise Vorgehensweise bestehend aus

Wahl einer Motor-Getriebe-Konfiguration mit anschließender Berechnung der statischen und dynamischen Eigenschaften angewendet. Soll eine anforderungsoptimale Auslegung erfolgen, sind meist mehrere Iterationen aus Wahl veränderter Komponenten und Nachrechnung notwendig.

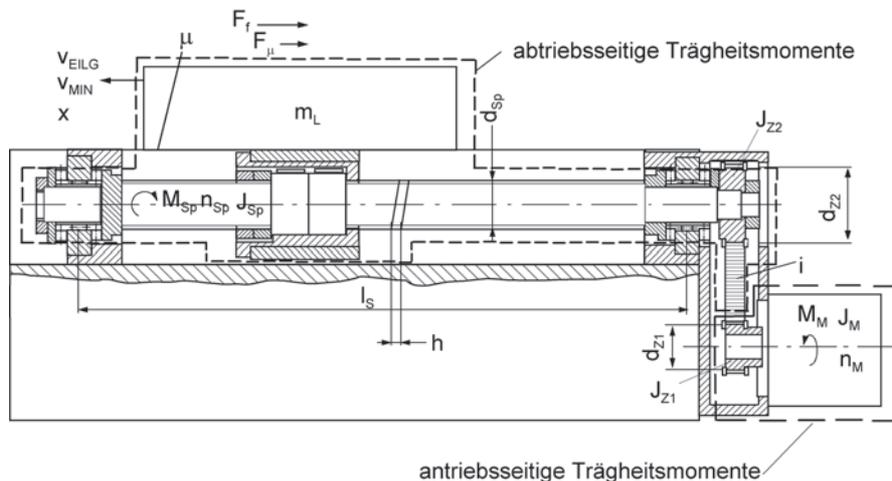


Bild 5.3. Vorschubantrieb mit Zahnriemengetriebe und beidseitig gelagerter Kugelrollspindel

Zur Auslegung werden in der Regel nur die Extremwerte der vorkommenden Bearbeitungs- und Beschleunigungssituationen innerhalb des Bearbeitungszyklus zugrunde gelegt, Bild 5.2. Den Anforderungen des Bearbeitungszyklus sind die Möglichkeiten des gewählten Antriebsmotors (Gleichstrom-, Synchron- oder Asynchronmotor) gegenüber zu stellen. Die notwendigen Angaben finden sich in den entsprechenden Drehmoment-Drehzahl-Kennlinienfeldern der Motoren (vgl. Abschn. 2.1.2). Man unterscheidet zwischen Kennlinien für den aussetzenden Betrieb und für den Dauerbetrieb. Für den Betrieb an einer Werkzeugmaschine kann jedoch häufig eine höhere Belastung dem Motor abverlangt werden, sofern diese nur solange ansteht, dass keine kritisch hohen Temperaturen erreicht werden. Neben dem Drehmoment und der Drehzahl ist bei der Auslegung daher die Dauer der geforderten Leistung zu betrachten.

Nachfolgend wird die Vorgehensweise am Beispiel eines Vorschubantriebs mit Zahnriemengetriebe und beidseitig gelagerter Kugelrollspindel dargelegt, Bild 5.3.

5.1.3.1 Statische Auslegung

Die Auslegung des Vorschubmotors und der mechanischen Komponenten erfolgt zunächst rein statisch. Aus den Anforderungen wird eine geeignete Kombination der Entwurfparameter Motormoment, Motornendrehzahl, Spindelsteigung und Getriebeübersetzung bestimmt.

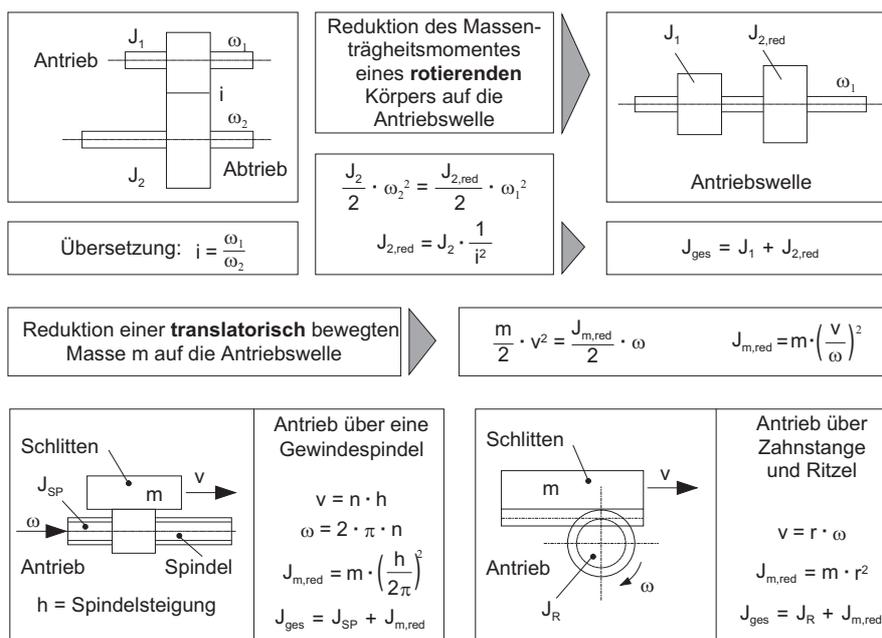


Bild 5.4. Reduktion von Massenträgheitsmomenten auf die Antriebswelle eines Vorschubantriebs

Es muss zum einen sichergestellt werden, dass die maximale Motordrehzahl ausreicht, die maximal geforderte Verfahrgeschwindigkeit, in der Regel die Eilganggeschwindigkeit, zu erreichen. Zum anderen muss der Motor in der Lage sein, die bei den verschiedenen Bearbeitungssituationen auftretenden Lastmomente auch bei den hierbei geforderten Motordrehzahlen und über den geforderten Zeitraum aufzubringen, Gleichung 5.3.

$$M_M \geq M_L \quad (5.3)$$

Das an der Motorwelle vorliegende Lastmoment lässt sich hierzu gemäß Gleichung 5.4 berechnen.

$$M_L = \frac{1}{\eta_{Ges}} \cdot \frac{1}{i} M_{Sp} \quad (5.4)$$

mit:

- M_M : Motornennmoment
- M_L : Lastmoment an Motorwelle
- M_{Sp} : Moment an der Spindel
- η_{Ges} : Gesamtwirkungsgrad der mechanischen Komponenten ohne Spindelmutter
- i : Übersetzungsverhältnis des Vorschubgetriebes

h : Spindelsteigung

Das Spindelmoment M_{Sp} errechnet sich bei einem Spindel-Mutter-Trieb gemäß Gleichung 5.5 aus der Gesamt-Vorschubkraft in Vorschubrichtung, der Spindelsteigung und dem Wirkungsgrad der Spindelmutter:

$$M_{Sp} = F_{Ges} \cdot \frac{h}{2\pi} \cdot \frac{1}{\eta_{Spindelmuter}} \quad (5.5)$$

Die Gesamt-Vorschubkraft ergibt sich wiederum aus der Prozess-, Gewicht- und Reibkraft in Vorschubrichtung gemäß Gleichung 5.6:

$$F_{Ges} = F_{Vorschub,Prozess} + F_{Gewicht} + F_{Reibung} \quad (5.6)$$

Weiterhin muss der Motor in der Lage sein, die maximal geforderte Geschwindigkeit zu realisieren (meist Eilganggeschwindigkeit), Gleichung 5.7.

$$n_{max} \geq n_{Eilgang} \quad (5.7)$$

Die Eilganggeschwindigkeit berechnet sich bei Spindel-Mutter-Systemen gemäß Gleichung 5.8.

$$n_{Eilgang} = i \cdot \frac{v_{Eilgang}}{h} \quad (5.8)$$

Das auf diese Weise errechnete Spindelmoment gibt nur einen ersten Anhalt für die Auswahl des Motors. In der Regel ist ein großer Momentenaufschlag erforderlich, um die gewünschten Beschleunigungen zu realisieren, die durchaus Werte von 1 bis 3g bei modernen Werkzeugmaschinen annehmen können. Für die Motorgrößenbestimmung wirkt sich jedoch günstig aus, dass das Beschleunigungsmoment nur kurzzeitig zur Verfügung stehen muss, wie das folgende Kapitel zeigt.

5.1.3.2 Dynamische Auslegung

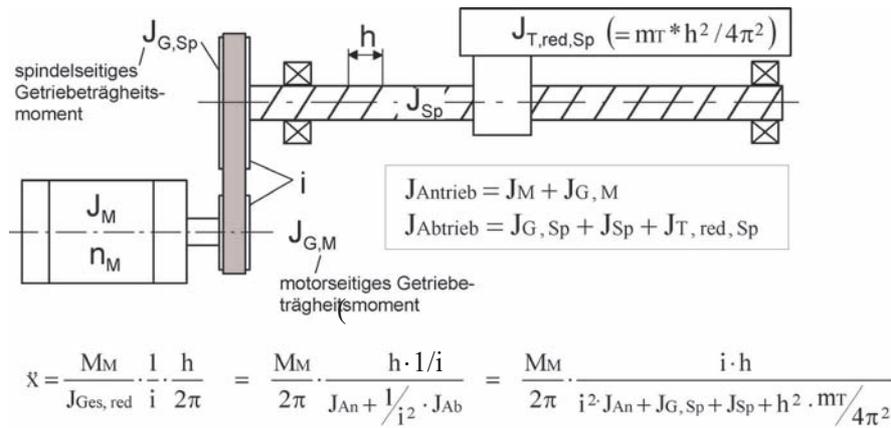
Bei modernen Maschinen stellen in der Regel die Beschleunigungsvorgänge die höchsten Anforderungen an das Motormoment. Das Maß für die Beschleunigungsfähigkeit eines Vorschubantriebs ist die Hochlaufzeitkonstante des zunächst unregulierten Vorschubsystems. Sie berechnet sich gemäß Gleichung 5.9:

$$T = \frac{J_{Ges,red} \cdot 2\pi \cdot n_{max}}{M_{Beschl.,max}} \quad (5.9)$$

Zur Berechnung müssen zum einen die einzelnen Trägheitsmomente bekannt sein und auf die Motorwelle bezogen werden ($J_{Ges,red}$) und zum anderen das zur Beschleunigung verfügbare Motormoment ($M_{Beschl.,max}$) berechnet werden.

Die prinzipielle Vorgehensweise zur Umrechnung der Massenträgheitsmomente von rotierenden oder translatorisch bewegten Massen zeigt Bild 5.4. Die Umrechnungen basieren auf dem Energieerhaltungssatz.

Als Beschleunigungsmoment $M_{Beschl.}$ steht das maximale Motormoment abzüglich des Lastmoments zur Verfügung. Aufgrund der Drehzahlabhängigkeit des Motormoments und ggf. des Lastmoments ist das resultierende Beschleunigungsmoment ebenfalls eine Funktion der Drehzahl, Gleichung 5.10.



Beschleunigung \ddot{x} wird maximal wenn $\frac{d\ddot{x}}{di} = 0$ und $\frac{d\ddot{x}}{dh} = 0$

$$\Rightarrow \dot{i}_{\text{opt, Beschl.}} = \sqrt{\frac{J_{G, Sp} + J_{Sp} + m\Gamma \cdot h^2 / 4\pi^2}{J_{An}}} = \sqrt{\frac{J_{Abtrieb}}{J_{Antrieb}}}$$

$$\Rightarrow h_{\text{opt, Beschl.}} = \sqrt{\frac{J_{An} \cdot i^2 + J_{G, Sp} + J_{Sp}}{m\Gamma / 4\pi^2}}$$

Bild 5.5. Bestimmung der beschleunigungsoptimalen Getriebeübersetzung bzw. Spindelsteigung bei Spindel-Mutter-Systemen

$$M_{\text{Beschl.}}(n) = M_M(n) - M_L(n) \quad (5.10)$$

Zum Beschleunigen können elektrische Stellmotoren in der Regel kurzzeitig mit dem 3- bis 10-fachen Nennmoment überlastet ($M_{M,max}$) werden. Das Überlastmoment kann relativ konstant während einer kurzzeitigen Beschleunigungsphase zur Verfügung gestellt werden. Aus dem Momentengleichgewicht unter Berücksichtigung des Wirkungsgrades und der Reibung in den Führungen gemäß Gleichung 5.11 folgt das zur Beschleunigung verfügbare Motormoment, Gleichung 5.12.

$$M_{M,max} = \frac{1}{\eta_{Ges}} \cdot (M_{\text{Beschl.}} + M_{\text{Reibung}}) \quad (5.11)$$

$$M_{\text{Beschl.}} = \eta_{Ges} \cdot M_{M,max} - M_{\text{Reibung}} \quad (5.12)$$

mit $M_{\text{Beschl.}}$: Motormoment, das zur Beschleunigung zur Verfügung steht

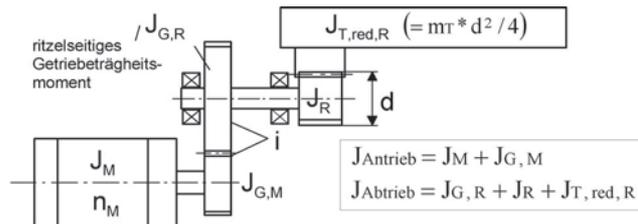
Die maximal mögliche Beschleunigung (Gleichung 5.15) berechnet sich unter Verwendung der Bewegungs-DGL (Gleichung 5.13) und dem Zusammenhang zwischen translatorischer Beschleunigung des Schlittens und Winkelbeschleunigung bei Gewindespindeln gemäß Gleichung 5.14.

$$J_{Ges,red} \cdot \ddot{\varphi}_M = M_{Beschl.} \quad (5.13)$$

mit $J_{Ges,red}$: auf die Motorwelle reduziertes Gesamtträgheitsmoment

$$\text{mit } \ddot{\varphi}_M = i \cdot \ddot{\varphi}_{Sp} = i \cdot \frac{\ddot{x} \cdot 2\pi}{h} \quad (5.14)$$

$$\ddot{x} = \frac{h}{2\pi} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{M_{Beschl.}}{J_{Ges,red}} \quad (5.15)$$



$$\ddot{x} = \frac{M_M}{J_{Ges,red}} \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{d}{2} = \frac{M_M}{2} \cdot \frac{d \cdot 1/i}{J_{An} + \frac{1}{i^2} \cdot J_{Ab}} = \frac{M_M}{2} \cdot \frac{i \cdot d}{i^2 J_{An} + J_{G,R} + J_R + d^2 \cdot m_T / 4}$$

Beschleunigung \ddot{x} wird maximal wenn $\frac{d\ddot{x}}{di} = 0$ und $\frac{d\ddot{x}}{dd} = 0$

$$\Rightarrow \dot{i}_{opt, Beschl.} = \sqrt{\frac{J_{G,R} + J_R + m_T \cdot d^2 / 4}{J_{An}}} = \sqrt{\frac{J_{Abtrieb}}{J_{Antrieb}}}$$

$$\Rightarrow d_{opt, Beschl.} = \sqrt{\frac{J_{An} \cdot i^2 + J_{G,R} + J_R}{m_T / 4}}$$

Bild 5.6. Bestimmung der beschleunigungsoptimalen Getriebeübersetzung bzw. Ritzeldurchmesser bei Zahnstange-Ritzel-Systemen

5.1.3.3 Optimales Übersetzungsverhältnis

Um die maximale Beschleunigung einer linear zu bewegenden Masse zu erhalten, muss das Antriebssystem ausgehend vom Motor über ein evtl. vorhandenes Zwischengetriebe bis hin zur Gewindespindel möglichst optimal ausgelegt werden. Mögliche Variationsparameter sind neben dem Einsatz verschiedener Motoren (M_{Mmax}) das Übersetzungsverhältnis des Vorschubgetriebes (i) und die Spindelsteigung (h) bzw. der Ritzeldurchmesser (d).

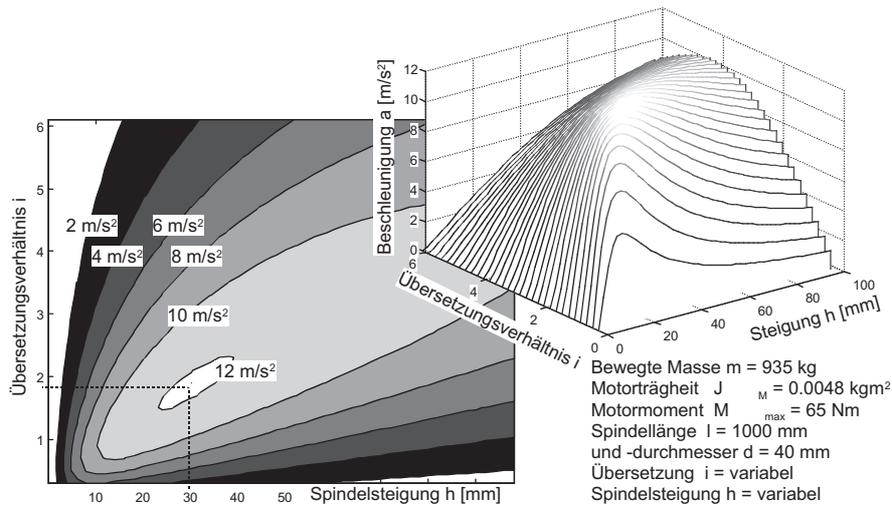


Bild 5.7. Variation der Übersetzungsverhältnisse bei Gewindetrieben zur Findung der maximalen Vorschubbeschleunigung

Bei gegebenem Motor gibt es zur Maximierung der Beschleunigung des Schlittens genau eine definierte Getriebeübersetzung-Spindelsteigung- bzw. Getriebeübersetzung-Ritzeldurchmesser-Kombination, Bild 5.5 und Bild 5.6. Die optimalen Parameterwerte für i , h und d ergeben sich dabei als Lösungen der notwendigen Bedingung einer Extremwertaufgabe, Gleichung 5.16.

$$\frac{d\ddot{x}}{di} = 0, \frac{d\ddot{x}}{dh} = 0 \text{ bzw. } \frac{d\ddot{x}}{dd} = 0 \quad (5.16)$$

In Bild 5.7 ist der funktionale Zusammenhang von erreichbarer Beschleunigung und den Parametern Spindelsteigung und Getriebeübersetzung für ein Spindel-Mutter-System dargestellt. Die maximale Beschleunigung von ca. $1,2 \text{ g}$ wird in diesem Beispiel bei einer bewegten Masse von 935 kg mit 30 mm Steigung sowie einer Getriebeübersetzung von $i_{\text{Getriebe}} = 1,8$ erreicht.

5.2 Auslegung des Messsystems

Elektromechanisch angetriebene Achsen verfügen in der Regel über ein Messsystem zur Stromkommutierung bei Drehstrommotoren im Motor, mit dem alle Regelkreise geschlossen werden können. Da sich jedoch die genauigkeitsbeeinflussenden mechanischen Übertragungselemente mit diesem Messsystem nicht erfassen lassen, wird in Maschinen mit höheren Genauigkeitsanforderungen das indirekte Motor-messsystem meist durch ein direktes Messsystem ergänzt.

Bei der Auswahl des verwendeten Messsystems sind zwei gegenläufige Aspekte zu beachten. Auf der einen Seite muss das Messsystem die erforderliche Genauigkeit und Auflösung haben. Dies kann z.B. durch Auswahl eines Maßstabs mit einer geringen Teilungsperiode erreicht werden. Auf der anderen Seite dürfen die maximale Geschwindigkeit des Messsystems (Absenkung der Geberamplitude) sowie die maximale Eingangsfrequenz des Antriebsreglers bei Eilgangbewegungen der Maschine nicht überschritten werden.

Übliche Eingangsgrenzfrequenzen liegen bei 250 kHz . Bei einem Messsystem mit einer Signalperiode von z.B. $20\text{ }\mu\text{m}$ entspricht dies einer maximalen Geschwindigkeit von $5\text{ m/s} = 300\text{ m/min}$. Wird jedoch ein Messsystem mit einer Teilungsperiode von $4\text{ }\mu\text{m}$ verwendet, liegt die zulässige Maximalgeschwindigkeit bei nur 1 m/s , also bei 60 m/min . Dieser Wert wird in HSC-Maschinen weit überschritten [41, 140, 166]. Daraus folgt, dass bei HSC-Maschinen entweder Messsysteme mit einer geringeren Teilungsperiode oder eine Auswertungseinheit mit einer höheren Grenzfrequenz eingesetzt werden müssen.

Eine ausführliche Beschreibung von Messsystemen und deren Auslegung findet sich in Kapitel 2.2.

5.3 Inbetriebnahme der Regelung

Die Inbetriebnahme eines Servoantriebs und die optimale Einstellung aller Regelkreise erfordert mehrere Schritte. Abhängig von Motortyp und Fabrikat wird der Anwender dabei durch Inbetriebnahmehilfen für Antriebsverstärker und Steuerung unterstützt. Die Inbetriebnahmeprozedur für einen Antrieb, bei dem alle Inbetriebnahmeschritte vom Anwender selbst ausgeführt werden müssen, erfordert in der Regel die im Folgenden beschriebenen Schritte. Dabei wird vorausgesetzt, dass die elektrische Installation vollständig ausgeführt und überprüft wurde.

5.3.1 Manuelle Inbetriebnahme

Bei der manuellen Inbetriebnahme einer Vorschubachse wird in der Regel in folgenden Arbeitsschritten vorgegangen:

- Einstellung des Stromreglers nach Herstellerangabe,
- bei analogen Systemen: Driftabgleich der Drehzahl,
- Einstellung des Drehzahlreglers,

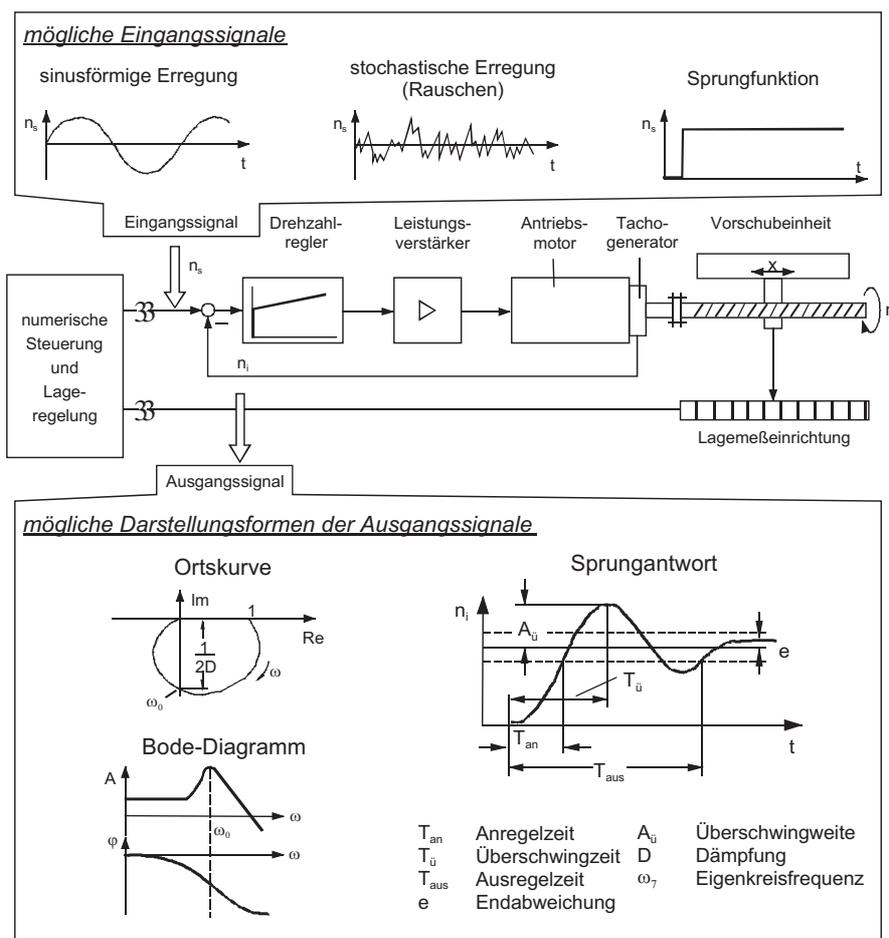


Bild 5.8. Bestimmung des Übertragungsverhaltens von Antrieben

- Anschluss der Sollwertvorgabe von der Steuerung,
- Überprüfung des richtigen Regelsinns,
- Einstellung und Optimierung des Lagereglers und
- Einstellung der Beschleunigungs- und Bremsrampen.

Im Folgenden wird die Einstellung des Drehzahl- und des Lagereglers exemplarisch beschrieben. Das erläuterte Vorgehen kann prinzipiell auch auf Achsen mit Lineardirektantrieb angewendet werden.

Das allgemeine Blockschaltbild eines Lageregelkreises mit unterlagerter Drehzahlregelung ist in Bild 5.8 dargestellt. Das dynamische Verhalten einer Maschinenachse wird in erster Linie vom Antriebssystem bestimmt. Daher ist es zweckmäßig, vor der Einstellung der Lageregelung zunächst den Drehzahl- bzw. Geschwindigkeitsregelkreis zu optimieren [60].

5.3.1.1 Einstellung des Drehzahlreglers

Der Drehzahlregelkreis wird zunächst vom übergeordneten Lageregelkreis getrennt. Die Bestimmung des dynamischen Verhaltens erfolgt durch Anregung mit definierten Testsignalen (z.B. Sprungfunktion, Rauschen, Sinusfunktion) als Drehzahlsollwert und Aufzeichnung des Verlaufs der Istzahl.

Bei analogen Antrieben kann die Vorgabe des Drehzahlsollwertes recht einfach über einen Signalgenerator am Sollwerteingang des Verstärkers erfolgen. Ebenso kann das Tachosignal abgegriffen und extern aufgezeichnet werden.

Moderne digitale Antriebe verfügen im Verbund mit entsprechenden Softwaremodulen auf der Steuerung über leistungsfähige Funktionen, die einerseits Sollwerte generieren und andererseits die internen Istwerte aufzeichnen können. Darüber hinaus sind in der Regel Funktionen vorhanden, die den Techniker bei der Korrelation und Auswertung der Signale unterstützen.

Sprungförmige Anregung

Zur Aufnahme der Übergangsfunktion wird häufig der Drehzahlsollwert sprunghaft geändert. Die Sprunghöhe ist dabei so einzustellen, dass der Antrieb seinen Maximalstrom nicht erreicht, um Nichtlinearitäten durch die Strombegrenzung des Antriebsverstärkers auszuschließen. Diese Drehzahl beträgt im Allgemeinen nur 5% bis 15% der maximal möglichen Motordrehzahl. Bild 5.9 zeigt als Beispiel die Sprungantwort und den Stromverlauf eines Vorschubantriebs bei einem Sprung von 0 auf 80 min^{-1} , bei dem die Stromgrenze von 40 A gerade noch nicht erreicht wird. Die maximale Drehzahl des Motors beträgt 2000 min^{-1} .

Unter der Voraussetzung, dass die Eigenkreisfrequenz der Vorschubmechanik deutlich höher liegt als die Eigenkreisfrequenz des Antriebsregelkreises mit Motor und angekoppelter Last, lässt sich das Zeitverhalten des Antriebssystems durch ein Verzögerungssystem 2. Ordnung annähern, dessen Übertragungsfunktion in Gleichung 5.17 beschrieben wird. Dieses Verhalten ist bei den meisten Werkzeugmaschinen gegeben. Bei Robotern liegt die Eigenkreisfrequenz der Mechanik häufig in der gleichen Größenordnung oder sogar niedriger als die der Antriebe, sodass dort die folgenden Gleichungen nicht anwendbar sind.

$$G_A(j\omega) = \frac{1}{1 + \frac{2D_A}{\omega_{0A}} j\omega + \frac{1}{\omega_{0A}^2} (j\omega)^2} \quad (5.17)$$

Aus der Sprungantwort lassen sich folgende Kenngrößen zeichnerisch ermitteln (s. Bild 5.8):

| | |
|-----------|-------------------|
| T_{an} | Anregelzeit, |
| $T_{ü}$ | Überschwingzeit, |
| T_{aus} | Ausregelzeit, |
| e | Endabweichung, |
| $A_{ü}$ | Überschwingweite. |

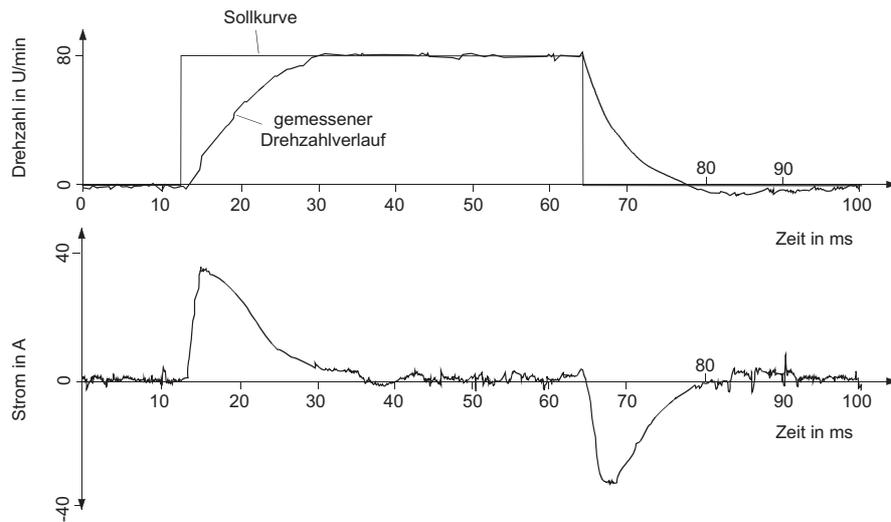


Bild 5.9. Drehzahlssprung von 0 auf 80 min^{-1} und zugehöriger Stromverlauf

Damit besteht die Möglichkeit, die Kenngrößen Dämpfung D_A und Eigenfrequenz ω_{0A} für das System 2. Ordnung zu berechnen. Es gilt:

$$D_A = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{T_{a_{ii}}}\right)^2}} \quad (5.18)$$

$$\omega_{0A} = \frac{\pi}{T_{ii} \cdot \sqrt{1 - D_A^2}} \quad (5.19)$$

mit a_{ii} : auf statischen Endwert bezogene Überschwingweite A_{ii}

Außerdem kann anhand der aufgezeichneten Sprungantwort und der Gleichung 5.18 und Gleichung 5.19 auch die richtige Einstellung des Drehzahlreglers überprüft werden. Der Antrieb sollte sich in etwa wie ein Verzögerungsglied 2. Ordnung mit einer Dämpfung von 0,5 und einer möglichst hohen Eigenkreisfrequenz verhalten [57]. Sind die Zeitkonstanten T_{mech} und T_{el} des Motors mit angekoppelter Last bekannt, so lassen sich die Einstellparameter des PI-Drehzahlreglers rechnerisch ermitteln. Bewährt hat sich eine Einstellung nach dem symmetrischen Optimum, mit dem sich der Verstärkungsfaktor des Drehzahlreglers K_p und die Nachstellzeit T_p gemäß Gleichung 5.20 und Gleichung 5.21 ergeben [180].

$$K_p = \frac{T_{mech}}{8 \cdot T_{el}} \quad (5.20)$$

$$\text{mit } T_{mech} = \frac{J_{ges} \cdot \omega_{max, Motor}}{M_{St, A}}$$

$M_{St, A}$: Stillstands Drehmoment des Motors

$$T_p = 4 \cdot T_{el} \quad (5.21)$$

Frequenzgangmessung

Eine andere Methode zur Bestimmung des dynamischen Verhaltens von Regelkreisen ist die Aufnahme der Übertragungsfunktion (Frequenzgang) und Darstellung als Ortskurve oder im Bode-Diagramm. Hierbei wird das Verhalten des Antriebs in einem bestimmten Frequenzbereich ermittelt und dargestellt. Zur Messung wird der Drehzollwert mit einem Anregungssignal beaufschlagt und der Drehzahlwert gemessen. Mit einer Fourieranalyse wird dann aus dem Drehzoll- und -istwert die Übertragungsfunktion berechnet.

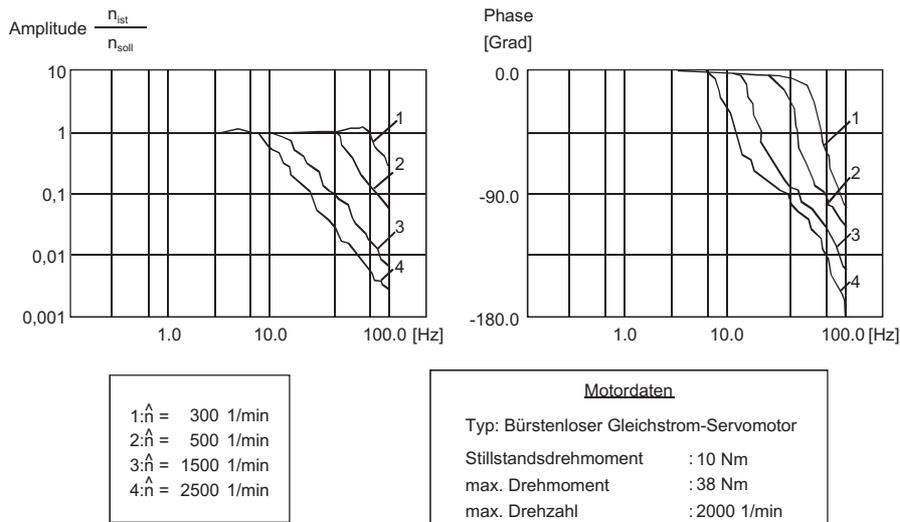


Bild 5.10. Frequenzgänge eines Vorschubantriebs bei verschiedenen Anregungsamplituden n_{ist}/n_{soll}

Das Anregungssignal für den Drehzollwert hat einen großen Einfluss auf die Genauigkeit der Messung. Grundsätzlich können stochastische und deterministische Signale verwendet werden, wobei auf jeden Fall das gesamte Frequenzspektrum, das vom Fourieranalysator ausgewertet werden soll, auch im Anregungssignal enthalten sein muss. Gute Ergebnisse liefert ein Sinussignal, dessen Frequenz sich während der Messung zeitlinear zwischen einem minimalen und einem maximalen Wert ändert.

Auch bei dieser Messung ist die Anregung (Amplitude) so zu begrenzen, dass die Stromgrenze des Antriebs nicht erreicht wird. Die Annahme eines linearen Übergangsverhaltens zur Berechnung von Dämpfung und Eigenkreisfrequenz verliert sonst ihre Gültigkeit.

Den Einfluss der Strombegrenzung auf den Frequenzgang eines Vorschubantriebs zeigt Bild 5.10. Dieser Antrieb erreicht mit sinusförmiger Anregung bei ca. 70 Hz die Strombegrenzung für eine Amplitude ν der Drehzahlsschwingung von

300 min^{-1} . Der nichtlineare Einfluss der Strombegrenzung zeigt sich in der Abnahme der Eigenkreisfrequenzen bei höheren Anregungsamplituden. Diese Abnahme liegt darin begründet, dass die zu erzeugende Maximalbeschleunigung linear mit der Schwingungsamplitude zunimmt. Die Beschleunigung ist wiederum in erster Näherung proportional zum Motorstrom, sodass die Strombegrenzung bei großen Schwingungsamplituden schon bei kleineren Frequenzen erreicht wird.

Als Anregungssignal wurde bei dieser Messung ein gesweepeter Sinus in Frequenzbereichen zwischen 2 Hz und 100 Hz verwendet. Das Verhalten des Antriebs bei Frequenzen unterhalb von 2 Hz war somit aus den Messdaten nicht zu ermitteln, sodass auch die im Bode-Diagramm dargestellten Amplituden- und Phasenverläufe bei Frequenzen kleiner als 2 Hz nicht das reale Antriebsverhalten wiedergeben.

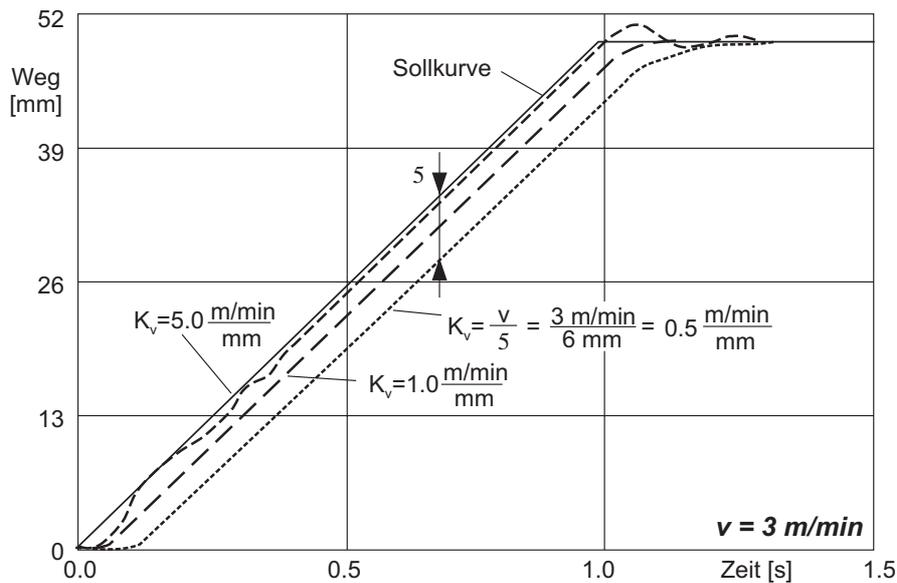


Bild 5.11. Einfluss des K_V -Faktors auf Schleppfehler an einer Geschwindigkeitsrampe

5.3.1.2 Einstellung des Lagereglers

Um die Dynamik der Vorschubantriebe zu steigern und das Bahnverhalten zu verbessern, ist der K_V -Faktor möglichst hoch einzustellen. Ein zu hoch eingestellter K_V -Faktor führt jedoch zu Instabilitäten und Überschwingen beim Positionieren. Als Kompromiss lässt sich ein Wert ermitteln, bei dem beim Einfahren in eine Position mit normaler Bearbeitungsgeschwindigkeit gerade noch kein Überschwingen auftritt, Bild 5.11. Gängige Werte für den K_V -Faktor liegen im Bereich:

$$K_V = 0,5 \dots 3,5 \frac{\text{m/min}}{\text{mm}} \quad (\text{elektromechanisches System}) \quad (5.22)$$

$$K_V = 15 \dots 25 \frac{m/min}{mm} \text{ (Lineardirektantrieb)} \quad (5.23)$$

Die höheren K_V -Faktoren bei linearen Direktantrieben hängen mit dem Wegfall der nachgiebigen mechanischen Übertragungselemente zusammen. Bei den elektromechanischen Antrieben erfordern diese Elemente eine niedrige Abstimmung der Regelkreise.

5.3.2 Automatische Inbetriebnahme

Analysiert man die genannten Arbeitsschritte, so wird deutlich, dass die Inbetriebnahme eines Servoantriebs auch vollautomatisch durchgeführt werden kann. Inzwischen bieten deshalb einige Steuerungs- und Antriebshersteller zur Unterstützung des Anwenders Inbetriebnahmehilfen an. So kann bei vielen Antrieben die Einstellung des Strom- und Drehzahlreglers entfallen, da diese bereits bei der Auslieferung vom Hersteller auf die vorgesehene Kombination von Motor und Antriebsverstärker eingestellt werden [163].

Eine vollautomatische Reglereinstellung findet man zur Zeit nur bei Steuerungen, in denen komplexere Regelungsstrukturen (z.B. Zustandsregler, Kompensationsfilter) zur Lageregelung eingesetzt werden. Bei diesen ist eine manuelle Einstellung nicht oder nur mit großem Aufwand möglich. Hier ermittelt die Steuerung durch einen Bewegungs-Messzyklus das dynamische Verhalten des Vorschubantriebs, berechnet die optimalen Reglergrößen und stellt diese dann ein.