

# Numerische Untersuchungen von Parametereinflüssen des dynamischen Systems auf selbsterregte Reibungsschwingungen

K. Grudzinski, W. Kissing, M. Zaplata

Mit der vorliegenden Arbeit sollen die Untersuchungen über selbsterregte Reibungsschwingungen, wie sie beispielsweise in gleitgeführten Baugruppen von Werkzeugmaschinen auftreten können, fortgesetzt werden. In einer früheren Arbeit waren das Berechnungsmodell und die Lösungsstrategie für die entsprechende nichtlineare Differentialgleichung vorgestellt worden. Darauf aufbauend werden die Einflüsse einzelner Parameter des Systems auf Charakter und Verlauf der selbsterregten Reibungsschwingungen untersucht.

## 1 Einleitung

Selbsterregte Reibungsschwingungen sind in solchen elastomechanischen Reibungssystemen anzutreffen, in denen die Gleitpartner mit geringen relativen Geschwindigkeiten gegeneinander bewegt werden, wie dies beispielsweise bei Anfahr- und Anhaltvorgängen von Maschinen der Fall ist. Sie können in zwei verschiedenen Formen auftreten. Sowohl quasiharmonische Schwingungen als auch Relaxationsschwingungen mit deutlich intermittierendem Charakter sind möglich. Letztere werden dann auch als Ruckgleit- bzw. Stick-Slip-Vorgänge bezeichnet.

Bei der Bewegung gleitgeführter Baugruppen von Werkzeugmaschinen können derartige Stick-Slip-Vorgänge von erheblichem Einfluß auf die Arbeits- und Positioniergenauigkeit sein.

In einer vorausgehenden Arbeit (Grudzinski u.a., 1992) wurde hierzu bereits ein Überblick über bisher bekannte Theorien zu dieser Problematik und über verwendete statische und kinetische Reibungscharakteristiken gegeben. Weiterhin wurden ein Berechnungsmodell und für die diesem entsprechende nichtlineare Differentialgleichung eine Lösungsstrategie vorgestellt. Über erste Anwendungsrechnungen damit wurde berichtet. Sie zeigen die Abbildungsfähigkeit des Berechnungsmodells.

Ziel der vorliegenden Arbeit soll es nun sein, durch weitere Anwendungsrechnungen die Einflüsse einzelner Parameter des dynamischen Systems auf Charakter und Verlauf selbsterregter Reibungsschwingungen zu untersuchen.

## 2 Theoretische Grundlagen

Gegenstand der Betrachtungen in dieser Arbeit ist ein tribomechanisches Modell nach Bild 1. Dieses Modell repräsentiert eine bestimmte Klasse verschiedener elastomechanischer Reibungssysteme und wird oft in der Fachliteratur und in wissenschaftlichen Betrachtungen zur Erklärung der Entstehung und zur Analyse von selbsterregten Reibungsschwingungen in diesen Systemen zugrundegelegt. Besonders eignet sich das Modell zur Illustration und Beschreibung der selbsterregten Reibungsschwingungen bei gleitgeführten Baugruppen von Werkzeugmaschinen (Weck, 1979 und Marchelek, 1991). In diesem Falle bedeuten in Bild 1  $m$  die Masse des

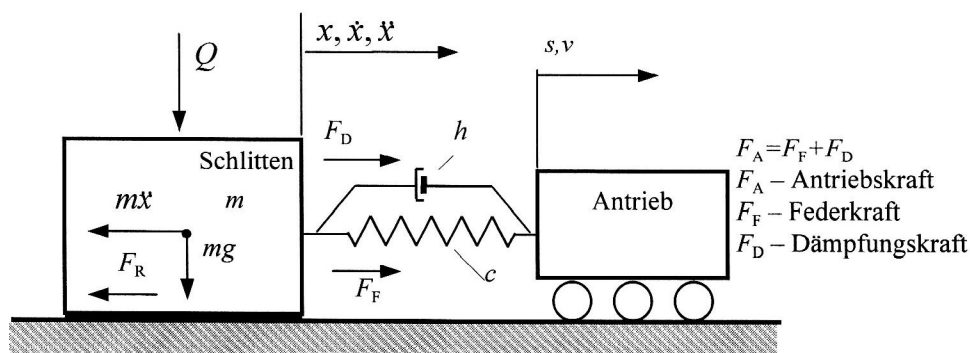


Bild 1. Ersatzsystem für die gleitgeführte Baugruppe Antrieb-Schlitten-Führung einer Werkzeugmaschine

Werkzeugmaschinenschlittens,  $c$  die Antriebssteifigkeit und  $h$  die Antriebsdämpfung.

Es wird vorausgesetzt, daß der Schlitten noch mit einer normalen konstanten Zusatzkraft  $Q$  belastet werden kann, welche die Flächenpressung in der Kontaktzone der Gleitpartner beeinflusst.

Bei dem angenommenen tribomechanischen Modell nach Bild 1 kann sich der Schlitten bei einem Antrieb mit einer konstanten Geschwindigkeit  $v$  gleichförmig mit der Geschwindigkeit  $\dot{x} = v$  oder auch ungleichförmig bewegen. Das hängt von vielen Faktoren ab. Bei besonders ungünstigen Bedingungen können in dem System selbsterregte Reibungsschwingungen entstehen. Diese Schwingungen äußern sich als periodisches Rückgleiten und sind als Stick-Slip-Vorgänge bekannt. Bei Werkzeugmaschinen wirken sich diese Schwingungen sehr nachteilig auf die Arbeitsgenauigkeit aus.

Aus praktischen Erfahrungen und experimentellen Untersuchungen ist bekannt, daß der Stick-Slip-Vorgang sehr oft bei kleinen Antriebsgeschwindigkeiten sowie beim Anfahren und Anhalten der gleitgeführten Baugruppen von Werkzeugmaschinen auftritt. Mit der Erhöhung der Antriebsgeschwindigkeit  $v$  verringert sich die Ungleichförmigkeit der Schlittenbewegung, und bei einem bestimmten Wert  $v = v_G$  geht der Schlitten nach einem Übergangsprozeß zu gleichförmiger Bewegung über.

Das Verhalten des Schlittens bei verschiedenen Antriebsgeschwindigkeiten zeigt Bild 2.

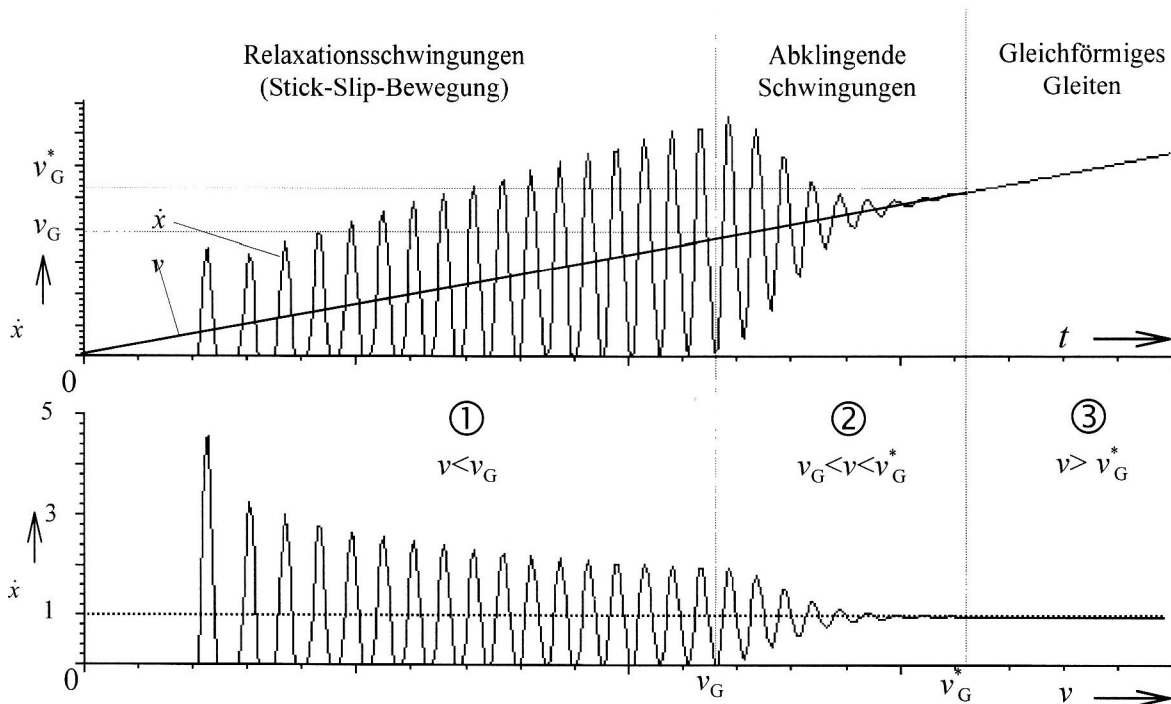


Bild 2. Schlittenbewegung bei verschiedenen Antriebsgeschwindigkeiten

Man kann drei Bereiche der Antriebsgeschwindigkeit unterscheiden:

- im ersten Bereich bei  $v < v_G$  bewegt sich der Schlitten ungleichförmig-intermittierend; in diesem Bereich treten Relaxationsschwingungen (Stick-Slip-Vorgänge) auf;
- im zweiten Bereich bei  $v_G \leq v \leq v_G^*$  bewegt sich der Schlitten auch ungleichförmig, die Schwingungen des Schlittens haben aber einen kontinuierlichen Verlauf;
- im dritten Bereich bei  $v > v_G^*$  bewegt sich der Schlitten gleichförmig mit der Geschwindigkeit  $\dot{x} = v$ .

Die Hauptursache für die Entstehung der selbsterregten Reibungsschwingungen im tribomechanischen System nach Bild 1 ist die Differenz zwischen Ruhe- und Gleitreibungskraft der Gleitpartner. Der Existenzbereich, der Verlauf und die Parameter dieser Schwingungen hängen von vielen verschiedenen Faktoren ab. Außer von der Reibungscharakteristik, die eine statische, kinetische oder dynamische sein kann (Oden u.a.,1985; Grudzinski u.a.,1993 und Vejc,1978), hängen sie auch wesentlich von den Kenngrößen des Schwingungssystems, d.h. von der Schlittenmasse  $m$ , der Antriebssteifigkeit  $c$  und der Antriebsdämpfung  $h$ , ab.

Der Einfluß verschiedener Reibungscharakteristiken auf den Verlauf der selbsterregten Reibungsschwingungen wurde bereits in der vorausgegangenen Arbeit (Grudzinski u.a.,1992) gezeigt. In der vorliegenden Arbeit soll nun der Einfluß der Kenngrößen  $m$ ,  $c$ , und  $h$  des Schwingungssystems auf den Existenzbereich, den Verlauf und die Parameter der Reibungsschwingungen numerisch untersucht und analysiert werden.

Die Tendenzen der Einflüsse dieser Kenngrößen des dynamischen Systems auf die selbsterregten Reibungsschwingungen sind allgemein aus praktischen Erfahrungen und experimentellen Untersuchungen bekannt (Weck, 1979 und Marchelek,1991). Für Projektierungs- und Optimierungsaufgaben ist aber die Möglichkeit der Berechnung des quantitativen Einflusses dieser Kenngrößen sehr wichtig.

Die Schlittenbewegung für das in Bild 1 dargestellte Modell kann im allgemeinen durch die Differentialgleichung

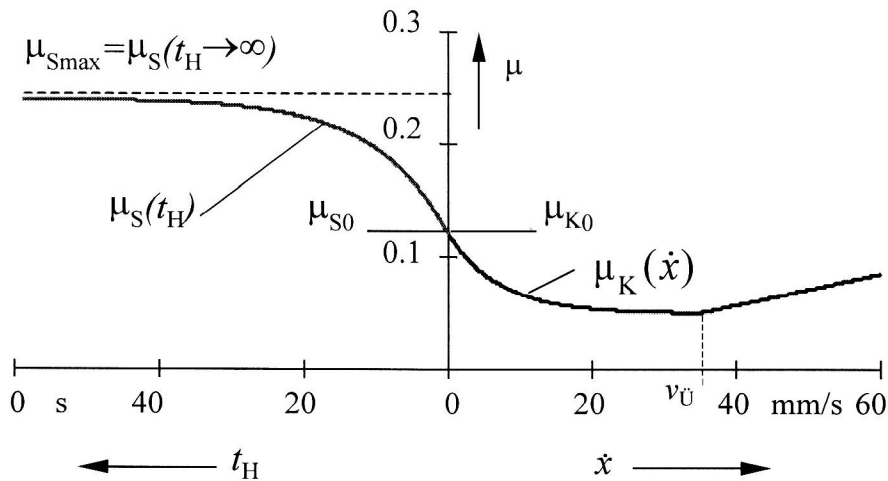
$$m\ddot{x} - h(v - \dot{x}) - c(s_0 + vt - x) + F_R(t_H, \dot{x}) = 0 \quad (1)$$

beschrieben werden. Hierin bedeutet  $F_R(t_H, \dot{x})$  die Reibkraft, welche als eine Funktion der Haftzeit  $t_H$  und der Gleitgeschwindigkeit  $\dot{x}$  des Schlittens angenommen wurde. Die Lösung der Differentialgleichung (1) hängt ganz wesentlich von der Form der Reibkraftfunktion  $F_R$  ab.

Da die Reibkraftfunktionen vom Prinzip her nichtlinear sind, werden zur Lösung der Differentialgleichung (1) numerische Methoden eingesetzt. Ein zu diesem Zweck erarbeitetes Rechnerprogramm SYMTAR wurde bereits in der früheren Arbeit vorgestellt.

Zur Analyse der Einflußgrößen  $m$ ,  $c$  und  $h$  des dynamischen Systems auf den Verlauf und die Parameter der Stick-Slip-Bewegungen des Schlittens wurde die Reibungscharakteristik nach Bild 3 zugrundegelegt. Es wurde dabei vorausgesetzt, daß der Ruhereibungskoeffizient  $\mu_s$  eine Funktion der Haftzeit  $t_H$  ist,  $\mu_s = \mu_s(t_H)$ , und der Gleitreibungskoeffizient  $\mu_k$  von der Gleitgeschwindigkeit des Schlittens abhängig ist,  $\mu_k = \mu_k(\dot{x})$ . Für die Koeffizienten  $\mu_s$  und  $\mu_k$  wurde jedoch außerdem vorausgesetzt, daß sie von der Schlittennormalbelastung  $F_N = mg + Q$  unabhängig sind.

Die Formen der Reibkraftfunktionen  $F_{RS}(t_H)$  und  $F_{RK}(\dot{x})$  wurden ebenso wie die Werte der Kenngrößen für diese Funktionen durch umfangreiche eigene experimentelle Untersuchungen bestimmt (Grudzinski u.a., 1990).



$$\begin{aligned} \mu_{Smax} = \mu(t_H \rightarrow \infty) &= 0.24; & \mu_{k0} &= \mu_k(\dot{x} = 0) = 0.12; & \varepsilon &= 0.1 \text{ s}^{-1}; & b &= 0.14 \text{ s/mm} \\ \mu_{S0} = \mu_s(t_H = 0) &= 0.12; & \mu_U &= \mu_k(\dot{x} = v_U) = 0.05; & d &= 2 \cdot 10^{-3} \text{ s/mm}; & v_U &= 35 \text{ mm/s} \end{aligned}$$

Bild 3. Zugrundegelegte Reibungscharakteristik einschließlich der experimentell ermittelten Kenngrößen

Für die Ruhereibungskraft gilt die statische Reibungscharakteristik der Haftphase:

$$F_{RS} = F_N \left[ \mu_{Smax} - (\mu_{Smax} - \mu_{S0}) \cdot e^{-\varepsilon t_H} \right] \quad (\dot{x} = 0) \quad (2)$$

Die kinetische Reibungscharakteristik für die Gleitphase ergibt die Gleitreibungskraft:

$$F_{RK} = F_N \left[ \mu_U + (\mu_{k0} - \mu_U) \cdot e^{-b\dot{x}} \right] \quad (0 \leq \dot{x} < v_U) \quad (3)$$

$$F_{RK} = F_N \left[ \mu_U + d(\dot{x} - v_U) \right] \quad (\dot{x} \geq v_U) \quad (4)$$

Hierin bedeuten:

- $F_N$  - die Normalkraft zwischen Schlitten und Führung ( $F_N = mg + Q$ ),  $Q$  eine zusätzliche äußere Belastung,
- $\varepsilon, b, d$  - konstante Koeffizienten entsprechend Bild 3 und
- $v_U$  - die Übergangsgeschwindigkeit vom Bereich der Mischreibung in den Bereich der flüssigen Reibung.

Die Werte in Bild 3 entsprechen gleitgeführten Baugruppen von Werkzeugmaschinen bei geringer Schmierung. In Bild 4 sind beispielhaft zeitliche Verläufe von Kraft- und Bewegungsgrößen für den Stick-Slip-Vorgang in dem System nach Bild 1 mit der Reibungscharakteristik und den Kenngrößen nach Bild 3 dargestellt, die mit dem Rechnerprogramm SYMTAR berechnet wurden.

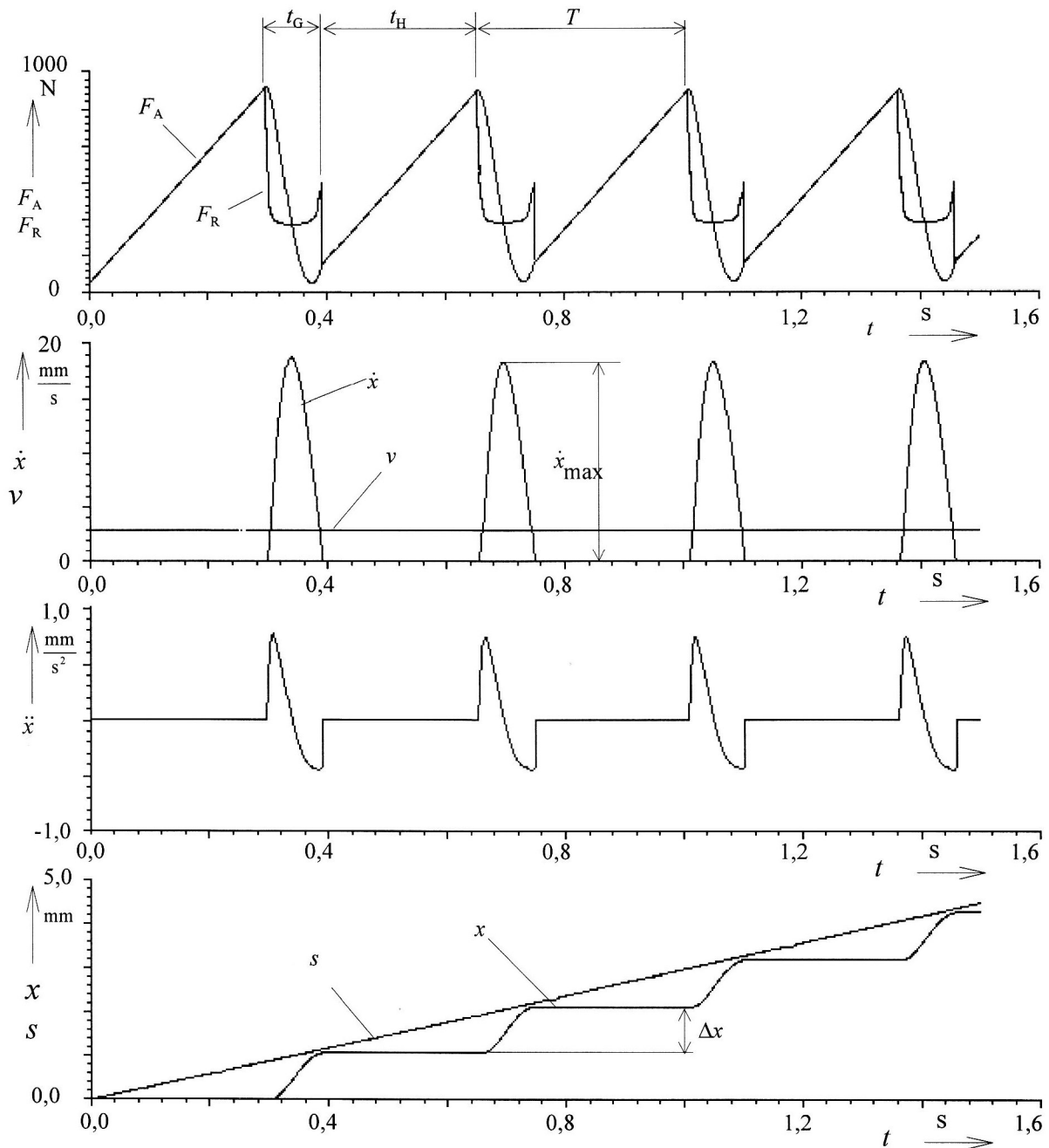


Bild 4. Zeitliche Kraft- und Bewegungsgrößenverläufe eines Stick-Slip-Vorganges

Zur quantitativen Beschreibung der Stick-Slip-Bewegungen werden gewöhnlich die folgenden Parameter angegeben, siehe hierzu auch Bilder 2. und 4.:

$v_G$ - die Grenzgeschwindigkeit des Antriebes	$T$ - die Schwingungsdauer $T = t_H + t_G$
$t_H$ - die Haftzeit	$f$ - die Frequenz, $f = 1/T$
$t_G$ - die Gleitzeit	$\Delta x$ - der Sprungweg des Schlittens.

Die Parameter  $t_H$ ,  $t_G$ ,  $T$ ,  $f$  und  $\Delta x$  sind für ein tribomechanisches System nach Bild 1 keine konstanten Größen, sie hängen ganz wesentlich von der Antriebsgeschwindigkeit  $v$  ab. Sie werden deshalb in den folgenden Abschnitten auch als Funktionen der Antriebsgeschwindigkeit ermittelt und analysiert. In der Literatur (z.B. Marchelek, 1991) wird manchmal als Amplitude der Stick-Slip-Schwingungen  $a = \Delta x/2$  angegeben, für die Positioniergenauigkeit von Werkzeugmaschinen ist jedoch der Sprungweg  $\Delta x$  von größerer Bedeutung. Die folgenden rechnerischen Simulationsuntersuchungen zeigen die Beeinflussung der selbsterregten Reibungsschwingungen in dem Modell nach Bild 1 durch Variation der dynamischen Kenngrößen  $m$ ,  $c$  und  $h$ .



### 3 Einfluß der Masse und der Flächenpressung

Die Schlittenmasse  $m$  in Bild 1 beeinflusst die selbsterregten Reibungsschwingungen auf zweierlei Weise. Einmal geschieht dies durch die Massenträgheit (Trägheitskraft  $F_M = m \ddot{x}$ ), sie beeinflusst damit wesentlich die Eigenschwingungsdauer und die Eigenfrequenz des dynamischen Systems, andererseits bestimmt die Schlittenmasse die Flächenpressung in der Kontaktzone und damit auch den Wert der Reibkraft. Es erscheint deshalb zweckmäßig, die Masse und die Flächenpressung einmal als gegenseitig abhängige und einmal als voneinander unabhängige Kenngrößen des Systems zu betrachten. Bei Werkzeugmaschinen kann der Schlitten nämlich durch zusätzliche äußere Kräfte ( $Q$ ) be- oder entlastet werden.

#### 3.1 Einfluß der Masse und der Flächenpressung als gegenseitig abhängige Größen

In diesem Fall gilt für die Flächenpressung in der Kontaktzone  $p = mg/S$ , wobei  $S$  die Gleitfläche des Schlittens bezeichnet. Zur Untersuchung des Einflusses von Masse und Flächenpressung wurden numerische Berechnungen mit folgenden Daten vorgenommen:

$$\begin{aligned} S &= (4 \times 12,5) 10^{-4} \text{ m}^2 = 50 10^{-4} \text{ m}^2; & c &= 0,6 \text{ MN/m}; \\ m &= 50, 100, 200, 300, 400 \text{ kg}; & h &= 4 \text{ Ns/mm}; \end{aligned}$$

Da die Antriebsgeschwindigkeit  $v$  in allen Fällen eine wichtige Rolle spielt, wurde sie in den numerischen Experimenten als kontinuierlich veränderlich betrachtet. Es wurde mit einer von Null ansteigenden Antriebsgeschwindigkeit unter Annahme einer relativ kleinen Beschleunigung  $a = 1 \text{ mm/s}^2$  bis zum Überschreiten der Grenzgeschwindigkeit  $v_G$  gerechnet. Das Ziel der numerischen Experimente war nämlich unter anderem auch die Bestimmung des Einflusses von Masse und Flächenpressung auf die Grenzgeschwindigkeit  $v_G$ . Die Ergebnisse dieser Simulationsuntersuchungen sind in den Bildern 5 - 8 dargestellt.

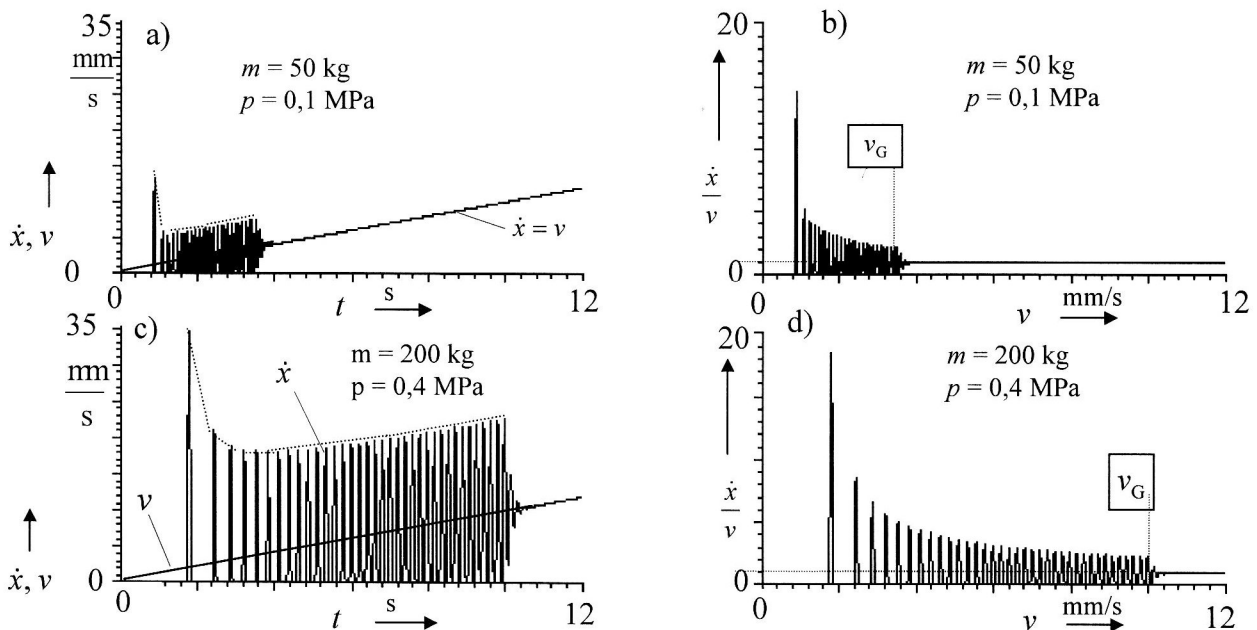


Bild 5. Geschwindigkeitsverläufe für  $m = 50 \text{ kg}$  und für  $m = 200 \text{ kg}$

In Bild 5 a und c sind die Verläufe der langsam anwachsenden Antriebsgeschwindigkeit  $v$  und der Gleitgeschwindigkeit  $\dot{x}$  für zwei Massenwerte  $m = 50 \text{ kg}$  und  $m = 200 \text{ kg}$  dargestellt. Diesen Massen entsprechen die Flächenpressungen  $p = 0,1 \text{ MPa}$  und  $p = 0,4 \text{ MPa}$ . Die Bilder 5 b und d zeigen die Bewegungsungleichförmigkeit des Schlittens  $\dot{x}/v$  in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit  $v$ . Sie zeigen auch deutlich jeweils den Existenzbereich des Stick-Slip-Effektes ( $v_G$ ). Die Diagramme machen deutlich, daß die Masse gemeinsam mit der Flächenpressung auf die Grenzgeschwindigkeit und die Bewegungsungleichförmigkeit einen großen Einfluß hat. Beim Anfahren liegt zunächst eine besonders große Spitzengeschwindigkeit  $\dot{x}_{\max}$  vor, die durch die große Startreibungskraft  $F_{RS}(t_H \rightarrow \infty)$  verursacht ist. Anschließend verringern sich die Haftzeiten und damit die Startreibungskräfte und die Spitzengeschwindigkeiten. Die Bewegungsgrößen der Reibungsschwingungen hängen auch wesentlich von der Antriebsgeschwindigkeit  $v$  ab. Bei  $v > v_G$  geht der Schlitten zur gleichförmigen Bewegung mit  $\dot{x}=v$  über.

Bild 6 zeigt den gemeinsamen Einfluß von Masse und Flächenpressung auf die Grenzgeschwindigkeit  $v_G$ . Mit der Erhöhung von Masse und Flächenpressung vergrößert sich die Grenzgeschwindigkeit und damit auch der

Existenzbereich der Stick-Slip-Schwingungen. Es ist zu erwarten, daß jede der beiden Kenngrößen Masse und Flächenpressung ihren definierten Einfluß auf diese Vergrößerung hat. Dies zeigt der folgende Abschnitt.

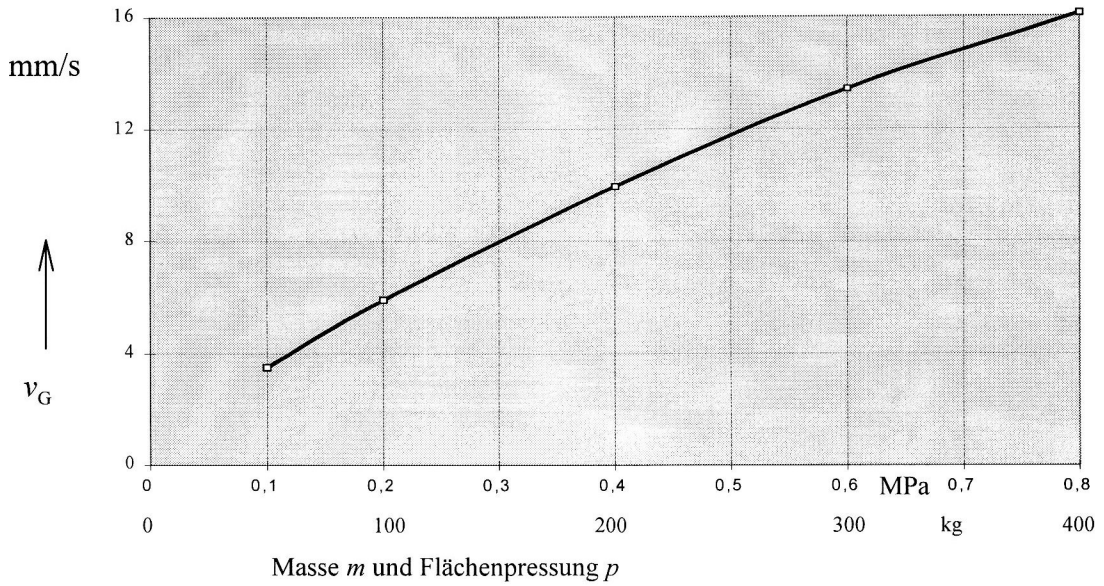


Bild 6. Abhängigkeit der Grenzgeschwindigkeit von Masse und Flächenpressung

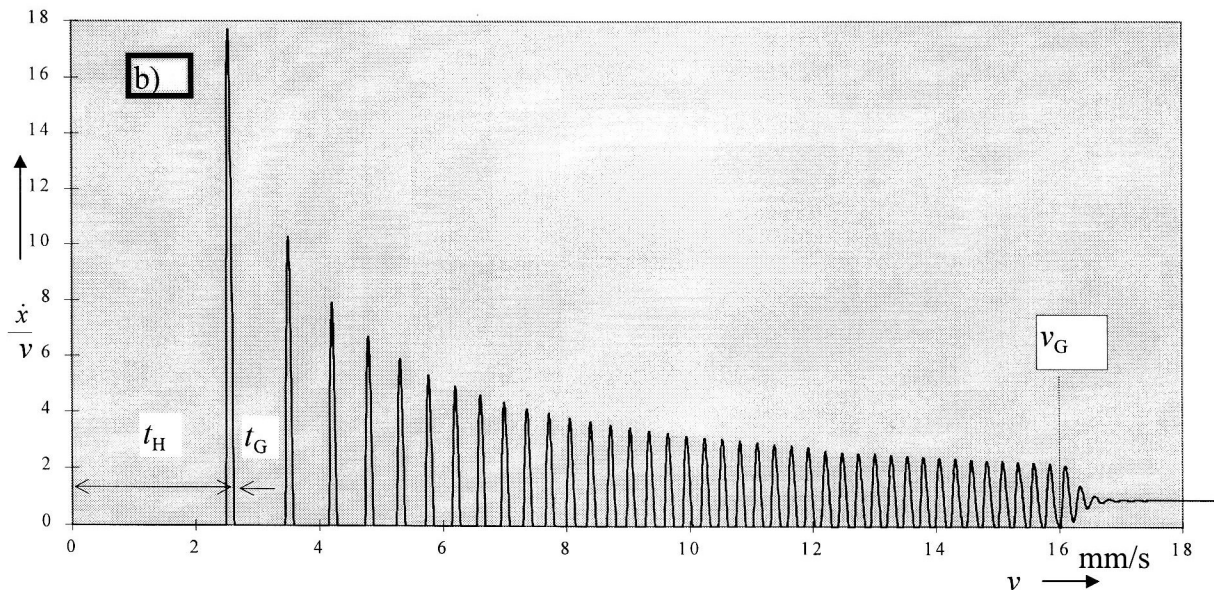
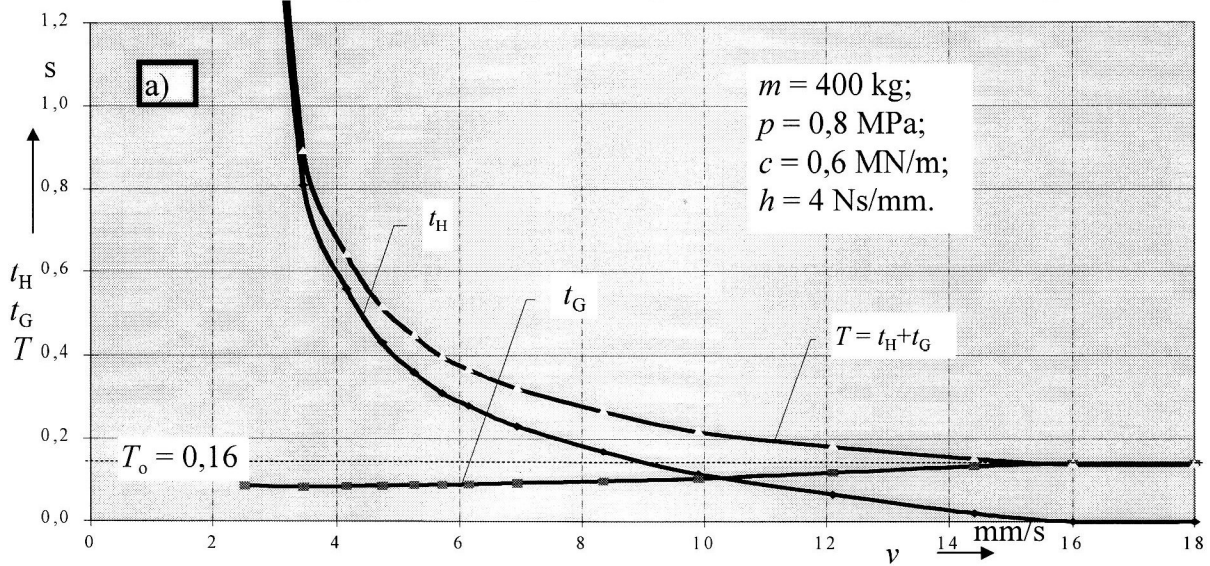


Bild 7. Einfluß der Antriebsgeschwindigkeit auf Haftzeit, Gleitzeit und Schwingungsdauer

Alle Parameter der Stick-Slip-Schwingungen eines bestimmten tribomechanischen Systems mit ansonsten konstanten Größen  $m$ ,  $p$ ,  $c$ ,  $h$  hängen wesentlich von der Antriebsgeschwindigkeit ab. In Bild 7 ist dargestellt, wie die Antriebsgeschwindigkeit die Haftzeit, die Gleitzeit und die Schwingungsdauer beeinflusst. Besonders großen Einfluß hat die Antriebsgeschwindigkeit auf die Haftzeit  $t_H$ . Wenn  $v$  gegen Null geht, geht  $t_H$  gegen Unendlich. Mit Erhöhung der Antriebsgeschwindigkeit verringert sich die Haftzeit. Sie erreicht den Wert Null bei  $v = v_G$ . Die Gleitzeit  $t_G$  vergrößert sich mit der Erhöhung der Antriebsgeschwindigkeit von etwa  $0,5T_0$  und erreicht bei  $v = v_G$  den Wert  $T_0$ . Dabei ist  $T_0$  die Eigenschwingungsdauer des dynamischen Systems ( $T_0 = 2\pi\sqrt{m/c}$ ). Die Schwingungsdauer  $T = t_H + t_G$  der Reibungsschwingungen wird bei kleinen Antriebsgeschwindigkeiten hauptsächlich durch die Haftzeit  $t_H$  und bei größeren Antriebsgeschwindigkeiten durch die Gleitzeit  $t_G$  bestimmt. Das Bild 8 a,b zeigt den gemeinsamen Einfluß der Masse  $m$  und der Flächenpressung  $p$  auf Haftzeit und Gleitzeit in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit  $v$ .

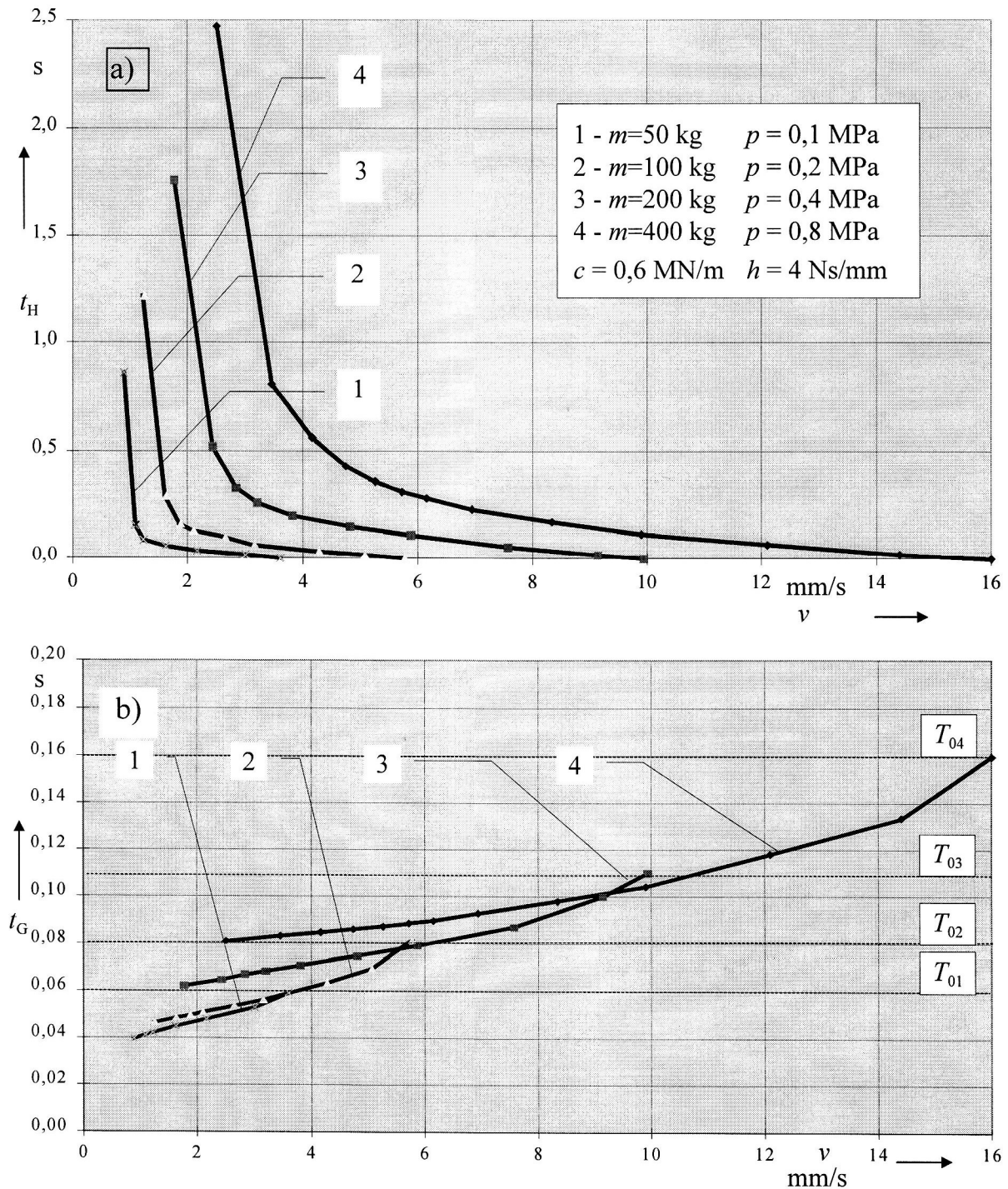


Bild 8. Einfluß von Masse und Flächenpressung auf Haft- und Gleitzeit in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit



Bild 9 zeigt den Einfluß von Masse und Flächenpressung auf die Schwingungsdauer  $T$  und den Sprungweg  $\Delta x$  der Stick-Slip-Schwingungen auch in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit. Mit der Vergrößerung von Masse und Flächenpressung vergrößern sich  $T$  und  $\Delta x$  bedeutend.

Die Abhängigkeit der Schwingungsdauer  $T$  von  $v$  hat für alle Werte  $m$  und  $p$  den typischen fallenden Charakter. Bei  $v = v_{Gi}$  erreicht  $T$  den Wert  $T_{0i}$ .  $T_{0i} = 2\pi\sqrt{m_i/c}$ .

Der Sprungweg  $\Delta x$  verkleinert sich zunächst mit zunehmender Antriebsgeschwindigkeit, erreicht einen minimalen Wert  $\Delta x_{min}$  und vergrößert sich dann wieder. Dieser Verlauf stimmt gut mit experimentell gewonnenen Ergebnissen überein, vgl. Grudzinski (1990).

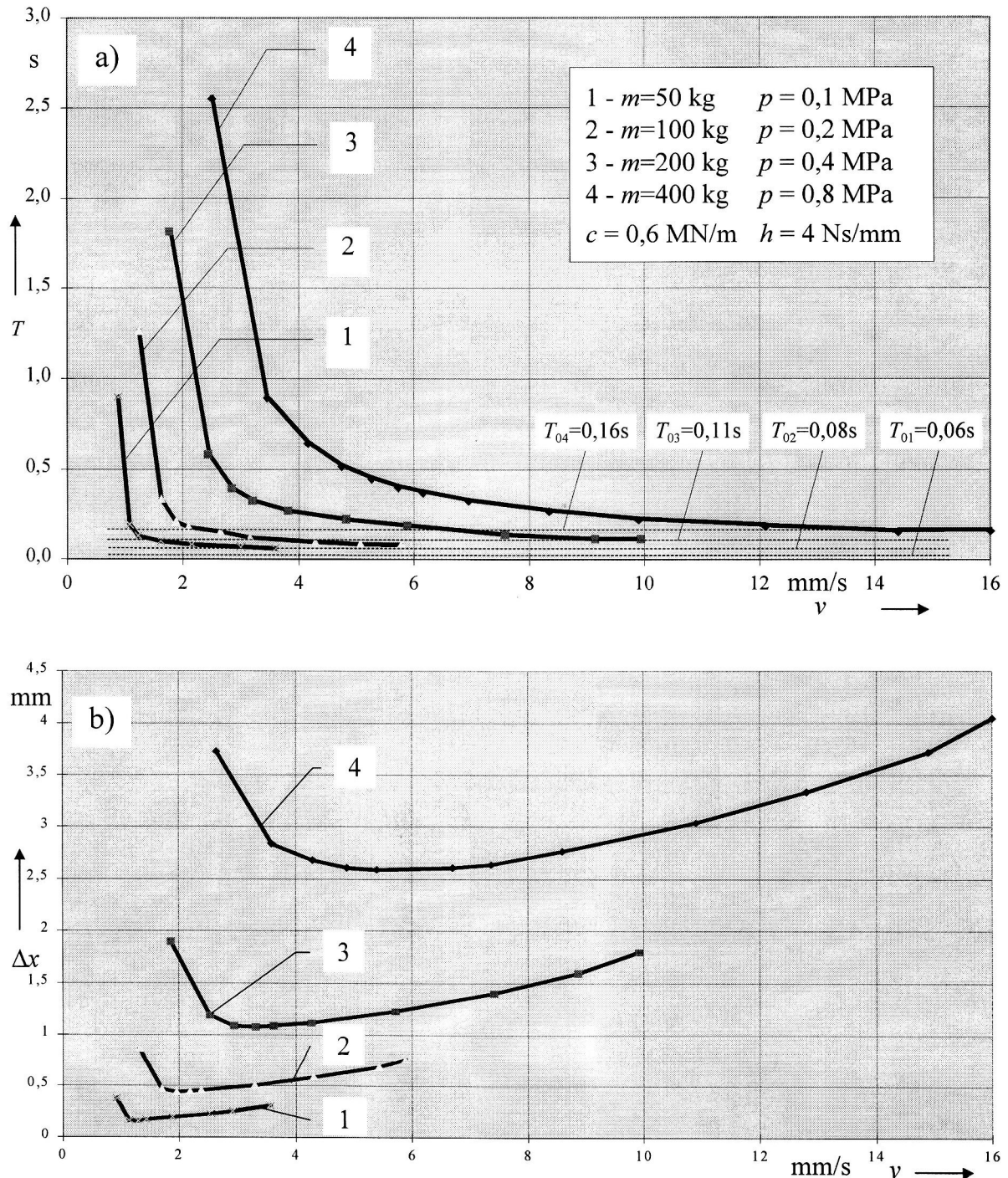


Bild 9. Einfluß von Masse und Flächenpressung auf Schwingungsdauer und Sprungweg

Bei Werkzeugmaschinen kann der Schlitten neben der Gewichtskraft auch weitere äußere Kräfte tragen, wodurch Masse und Flächenpressung nicht mehr direkt voneinander abhängen. Es ist deshalb erforderlich, ihre Einflüsse als unabhängige Kenngrößen zu untersuchen.

### 3.2 Einfluß der Masse und der Flächenpressung als voneinander unabhängige Größen

Bild 10 zeigt den Einfluß der Flächenpressung  $p$  auf die Grenzgeschwindigkeit  $v_G$  bei verschiedenen Massengrößen. Die Flächenpressung wurde dabei durch die Masse  $m$  und zusätzliche masselose äußere Kräfte erzeugt. In Bild 11 ist dagegen der Einfluß der Masse auf die Grenzgeschwindigkeit bei verschiedenen konstanten Flächenpressungen dargestellt. Beide Bilder lassen erkennen, daß sowohl die Masse als auch die Flächenpressung einen bedeutenden Einfluß auf  $v_G$  haben. Der Einfluß der beiden Größen läßt sich prozentual bestimmen.

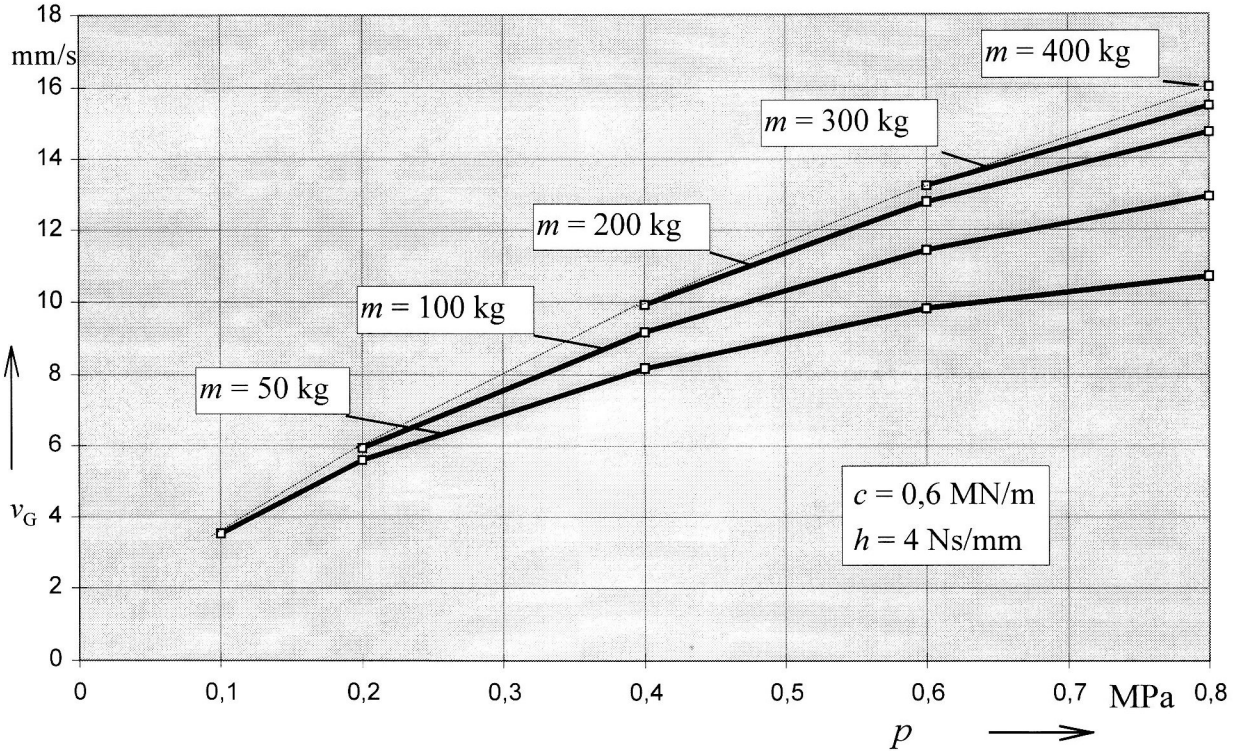


Bild 10. Abhängigkeit der Grenzgeschwindigkeit von der Flächenpressung für verschiedene Massen

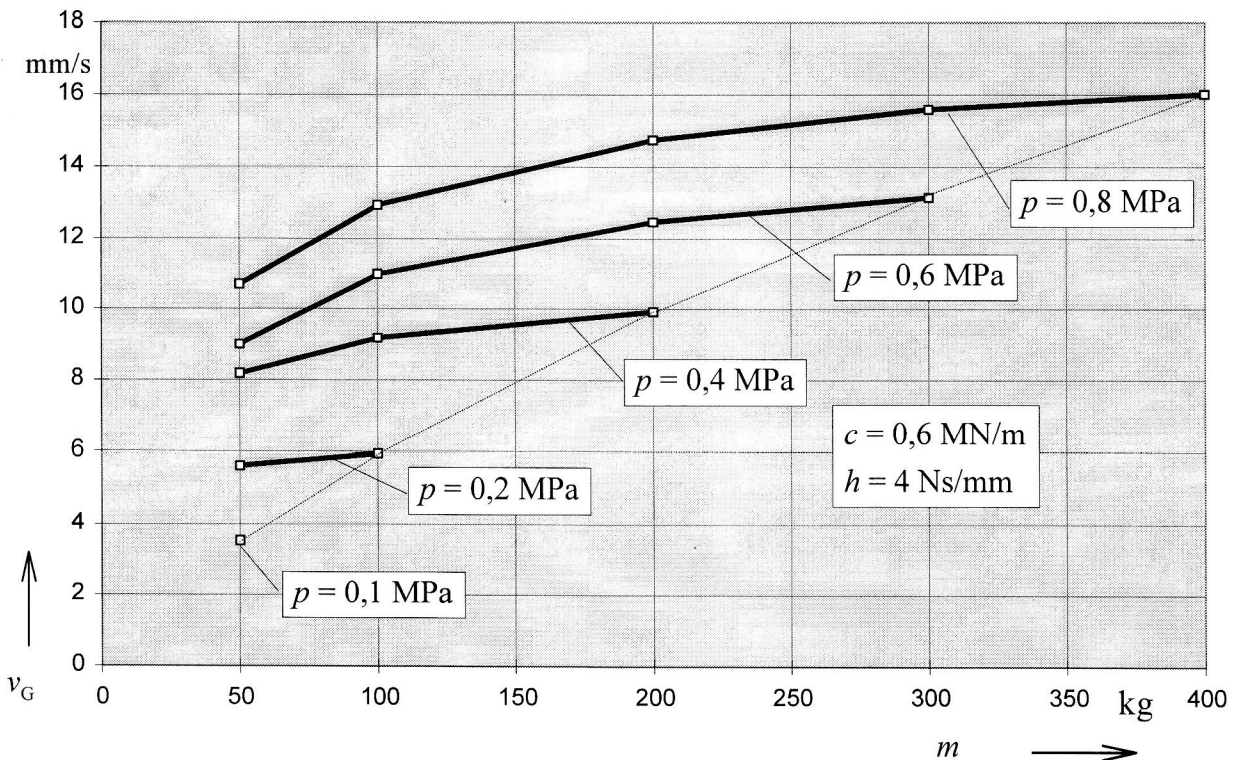


Bild 11. Abhängigkeit der Grenzgeschwindigkeit von der Masse für verschiedene Flächenpressungen



Bild 12a zeigt den Einfluß der Masse  $m$  auf die Schwingungsdauer  $T$  und Bild 12b auf die Sprungweite  $\Delta x$  in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit  $v$  bei konstanter Flächenpressung  $p = 0,8$  MPa.

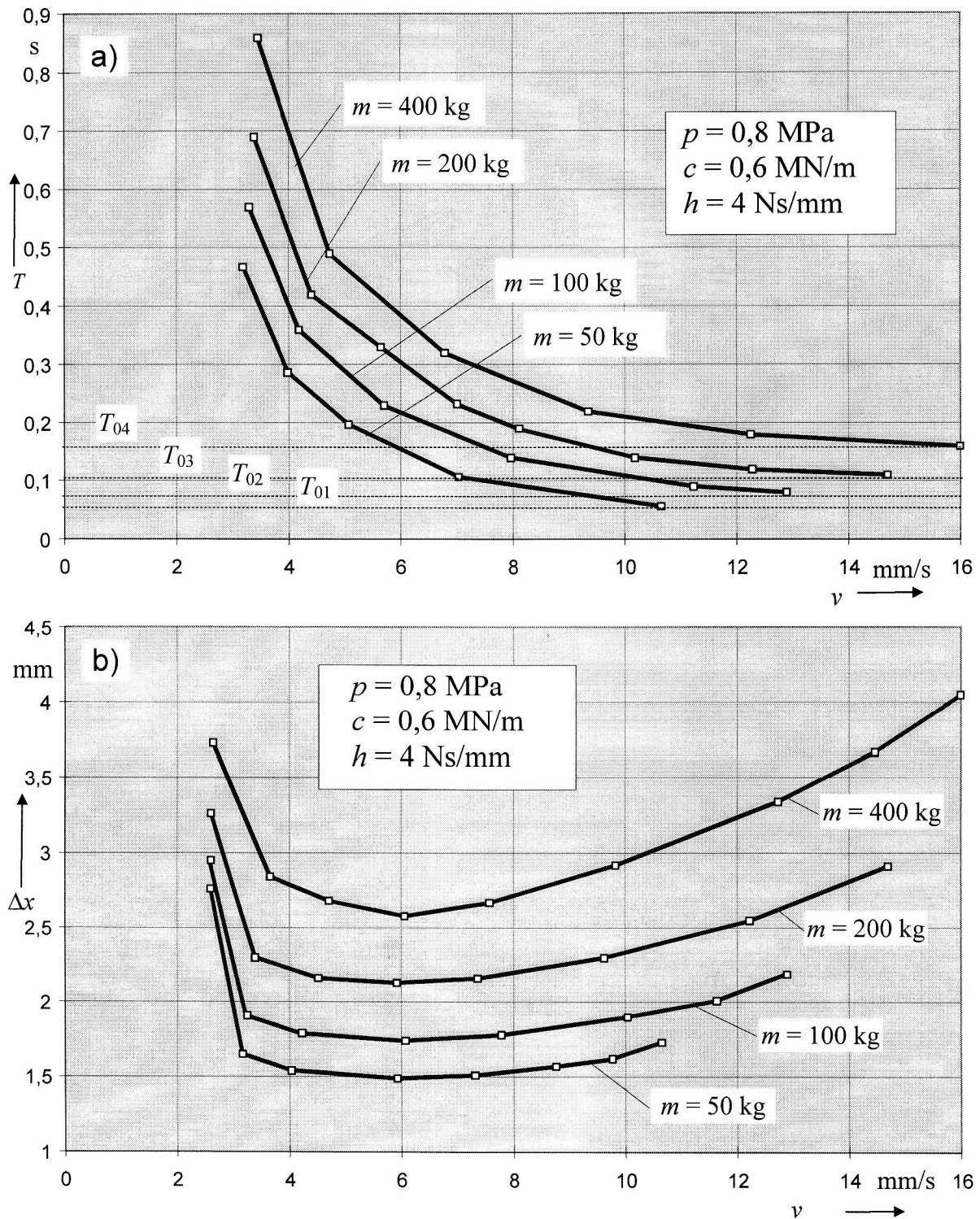


Bild 12. Einfluß der Masse auf Schwingungsdauer und Sprungweite in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit

Analoge Simulationsexperimente wurden für drei verschiedene Flächenpressungen  $p = 0,2$  ;  $0,4$  ;  $0,8$  MPa bei konstanter Masse  $m = 100$  kg durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Bild 13 enthalten.



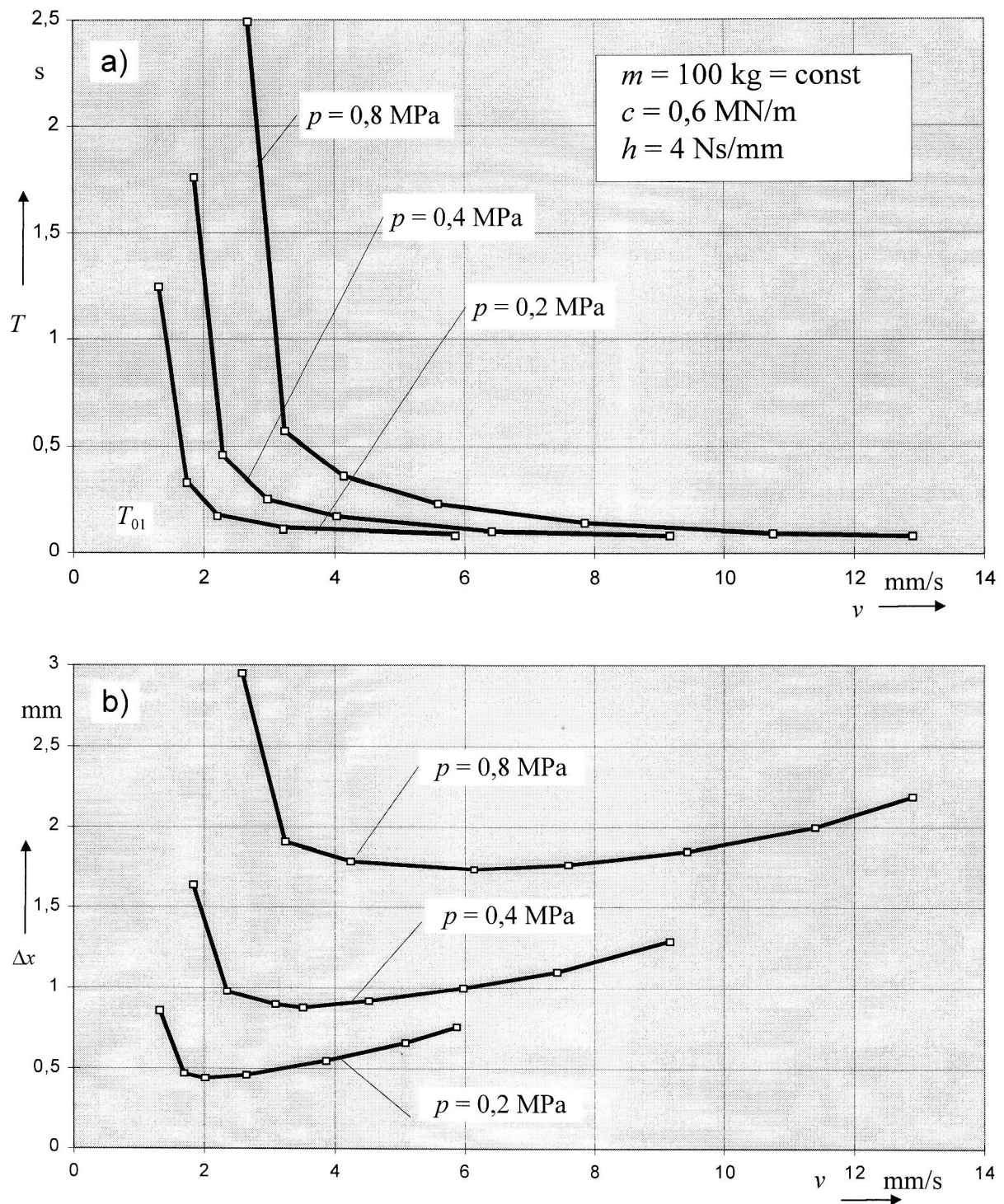


Bild 13. Einfluß der Flächenpressung auf Schwingungsdauer und Sprungweite in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit

#### 4 Einfluß der Antriebssteifigkeit

Die Steifigkeit in einem dynamischen System beeinflusst hauptsächlich die Eigenschwingungsdauer  $T_0$  und die Eigenfrequenz  $f_0$  des Systems. Aus der Literatur (Weck, 1975 und Marchelek, 1991) ist bekannt, daß man die Neigung zum Stick-Slip-Effekt bei gleitgeführten Baugruppen von Werkzeugmaschinen durch eine Erhöhung der statischen Steifigkeit der Elemente des Vorschubantriebes verringern kann. Um diese Einflußtendenzen zu

überprüfen und quantitativ zu bestimmen, wurden numerische Experimente für verschiedene Werte der Antriebssteifigkeit  $c$  durchgeführt. Ihre Ergebnisse sind in den Bildern 14 und 15 dargestellt.

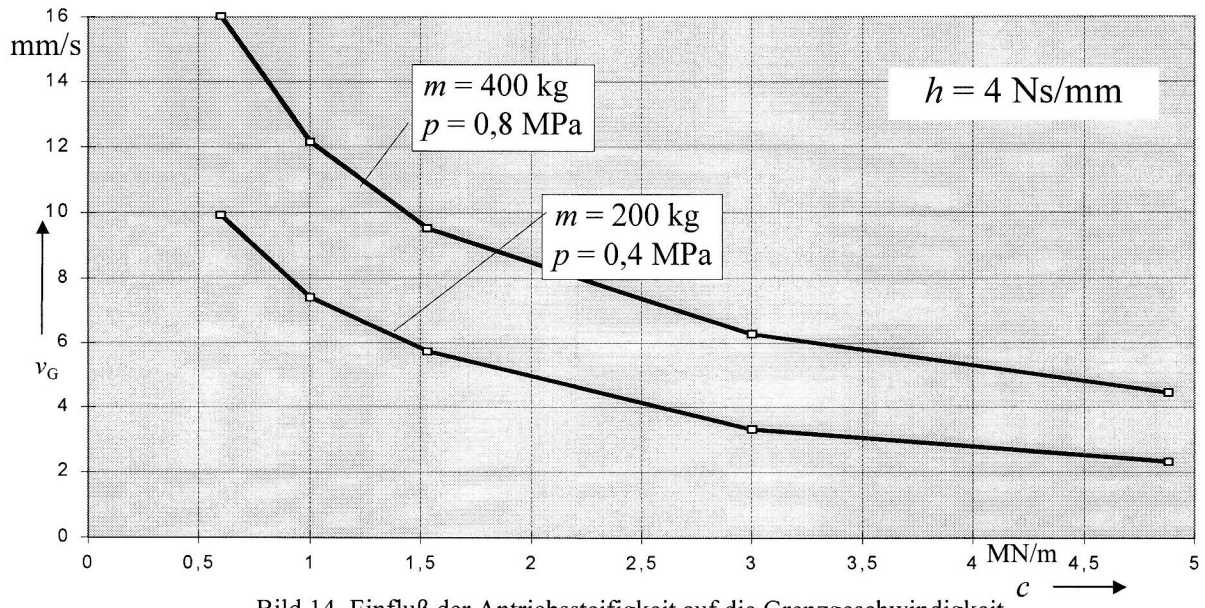


Bild 14. Einfluß der Antriebssteifigkeit auf die Grenzgeschwindigkeit

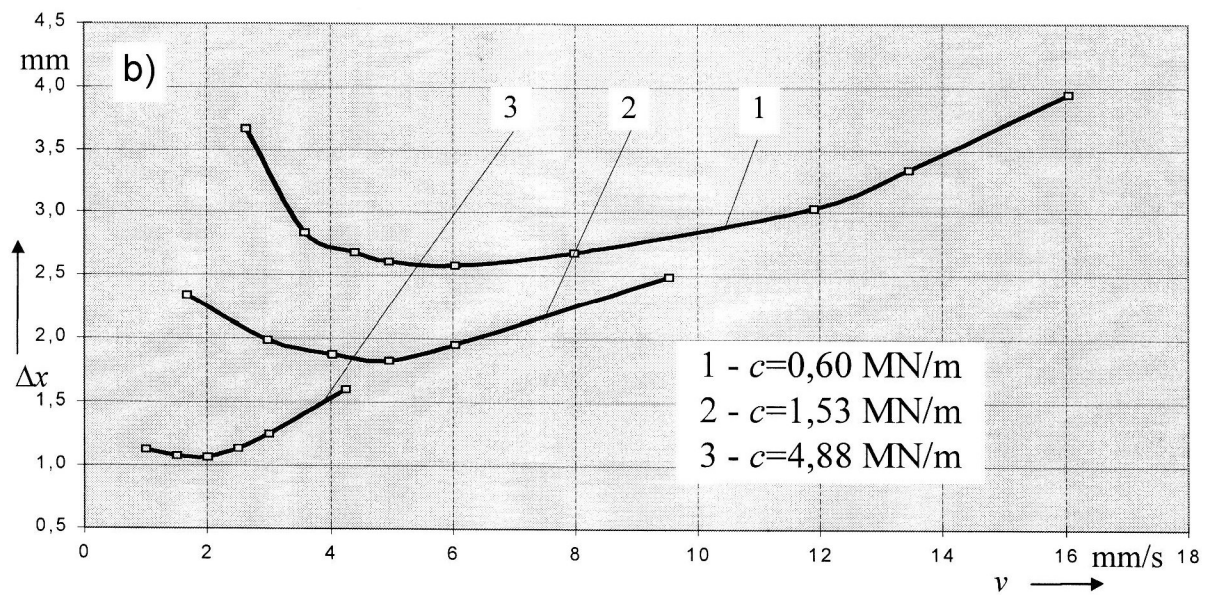
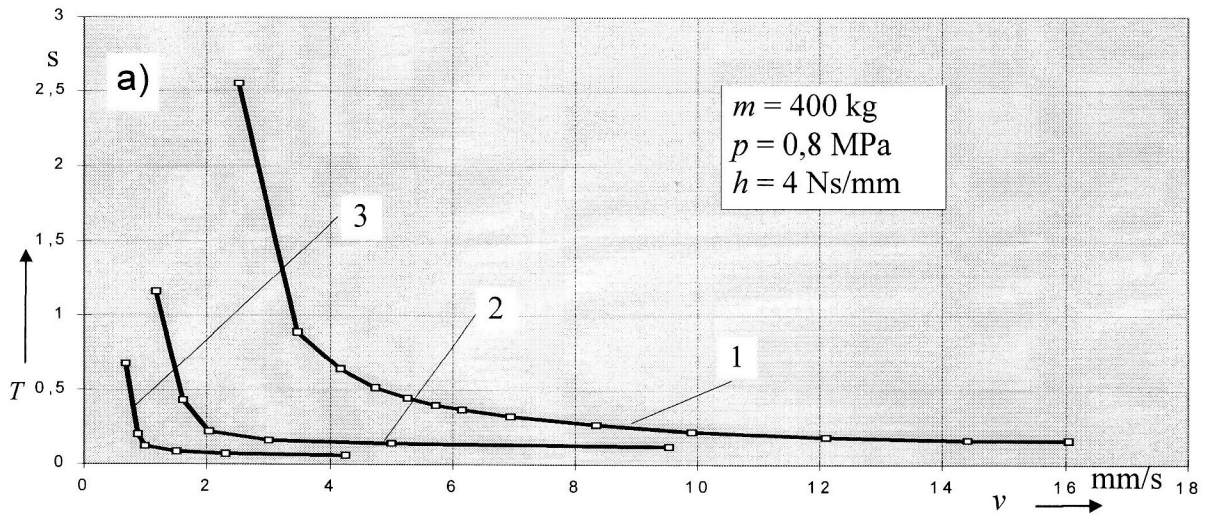


Bild 15. Einfluß der Antriebssteifigkeit auf Schwingungsdauer und Sprungweg in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit

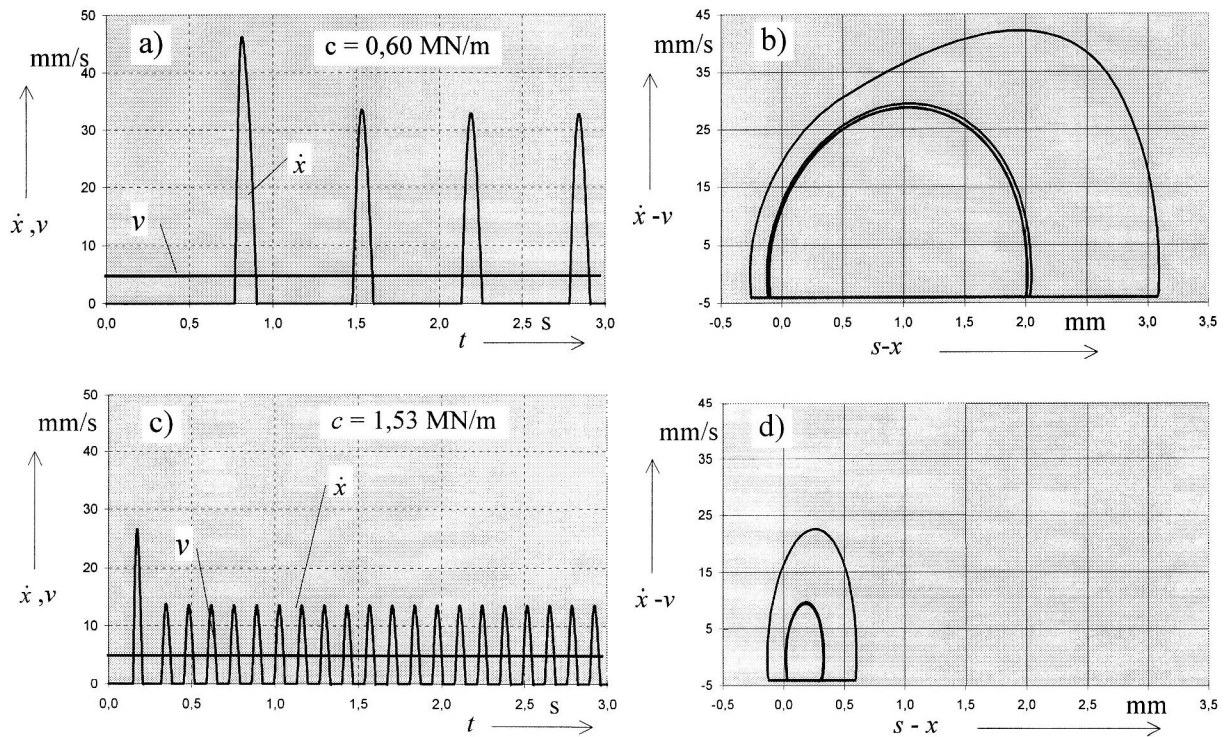


Bild 16. Zeitliche Verläufe von Antriebs- und Schlittengeschwindigkeit und Phasendiagramme

Die Ergebnisse, Bilder 14 und 15, liegen im Bereich der Erwartung. Mit der Erhöhung der Antriebssteifigkeit verringern sich sowohl der Existenzbereich ( $v_G$ ) als auch die Parameter  $T$  und  $\Delta x$  der Reibungsschwingungen. Bild 16 zeigt die zeitlichen Verläufe der Antriebs- und der Schlittengeschwindigkeit für zwei verschiedene Antriebssteifigkeiten  $c = 0,60 ; 1,53 \text{ MN/m}$  bei konstanten Größen für  $m, p, h$  und die Antriebsgeschwindigkeit  $v = 4 \text{ mm/s}$ . In beiden Fällen treten periodische Reibungsschwingungen auf, deren Bewegungsparameter jedoch sehr unterschiedlich sind.

### 5 Einfluß der Antriebsdämpfung

Um den Einfluß der Antriebsdämpfung  $h$  auf den Existenzbereich ( $v_G$ ) und die Parameter der selbsterregten Reibungsschwingungen zu untersuchen, wurden numerische Berechnungen für verschiedene Werte  $h = 0; 1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8 \text{ Ns/mm}$  bei konstanten Massen und Flächenpressungen,  $m = 400 \text{ kg}$ ,  $p = 0,8 \text{ MPa}$  und  $m = 200 \text{ kg}$ ,  $p = 0,4 \text{ MPa}$ , sowie einer konstanten Antriebssteifigkeit  $c = 0,6 \text{ MN/m}$  durchgeführt. Die Ergebnisse sind in den Bildern 17 und 18 dargestellt.

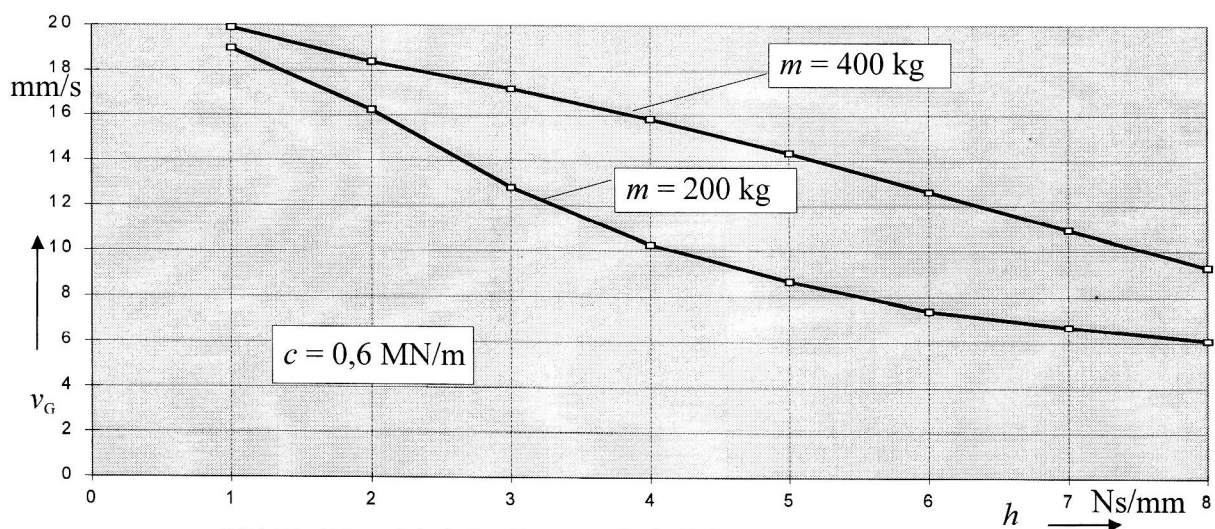


Bild 17. Abhängigkeit der Grenzgeschwindigkeit von der Antriebsdämpfung



Bild 17 zeigt den Einfluß der Antriebsdämpfung auf die Grenzgeschwindigkeit und damit den Existenzbereich der Stick-Slip-Bewegungen für zwei verschiedene Massen.

In Bild 18 a und b ist der Einfluß der Antriebsdämpfung auf Schwingungsdauer und Sprungweg in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit aufgetragen. Wie zu erwarten war, verringern sich sowohl die Schwingungsdauer als auch der Sprungweg mit zunehmender Dämpfung.

In Bild 19 sind die zeitlichen Verläufe der Antriebs- und der Schlittengeschwindigkeit mit ihren Phasentrajektorien für drei verschiedene Antriebsdämpfungen bei konstanten Kenngrößen  $m$ ,  $p$ ,  $c$  und der Antriebsgeschwindigkeit  $v = 10$  mm/s dargestellt. Es zeigt sich auch hier, daß sich die Parameter  $\dot{x}_{\max}$ ,  $T$  und  $\Delta x$  mit zunehmender Dämpfung verringern. Bei entsprechend großer Dämpfung im Antrieb strebt die Phasentrajektorie einem Punkt zu, der einer gleichförmigen Schlittenbewegung mit  $\dot{x} = v$  entspricht, Bild 19 e, f.

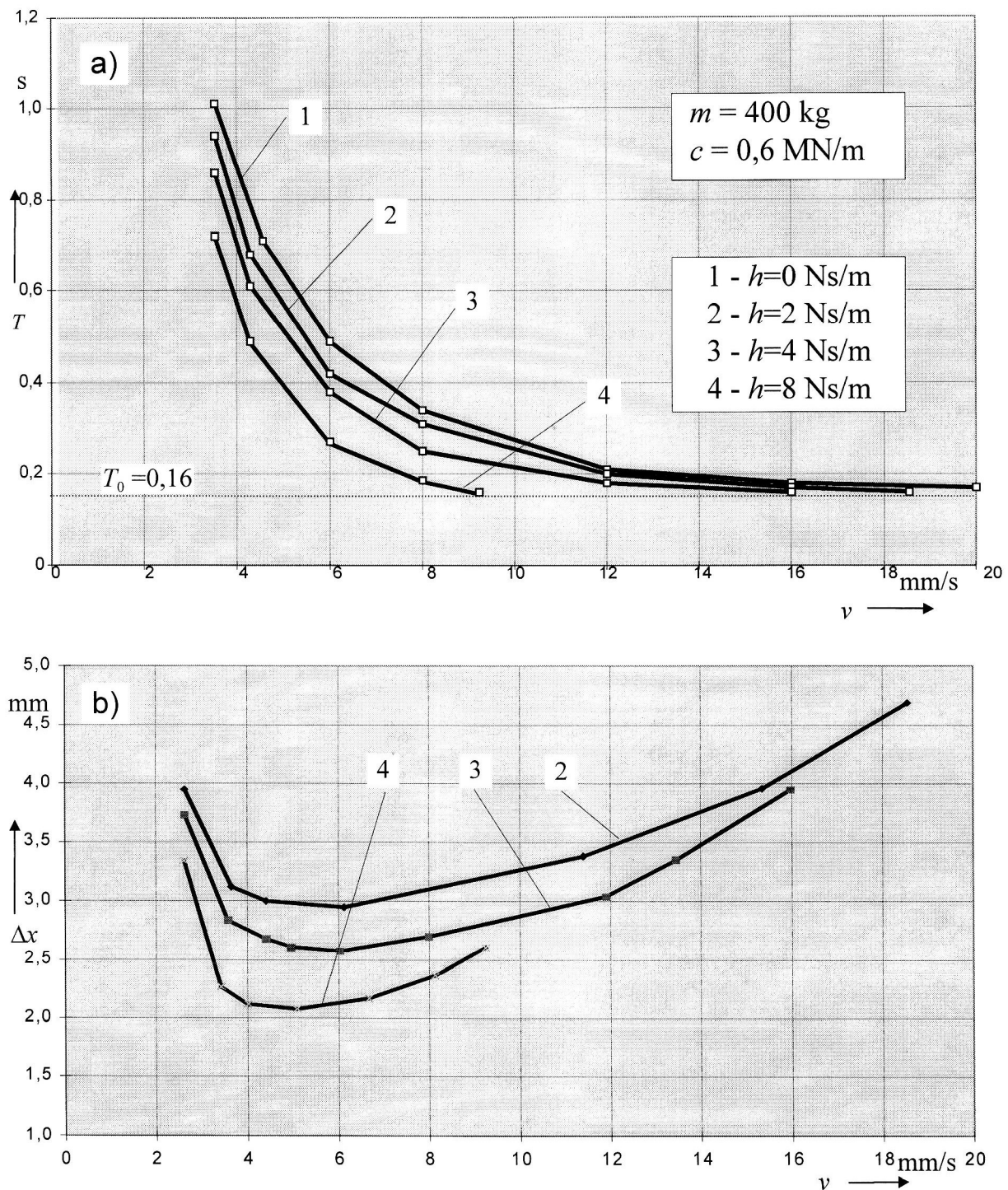


Bild 18. Einfluß der Antriebsdämpfung auf Schwingungsdauer und Sprungweg in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit

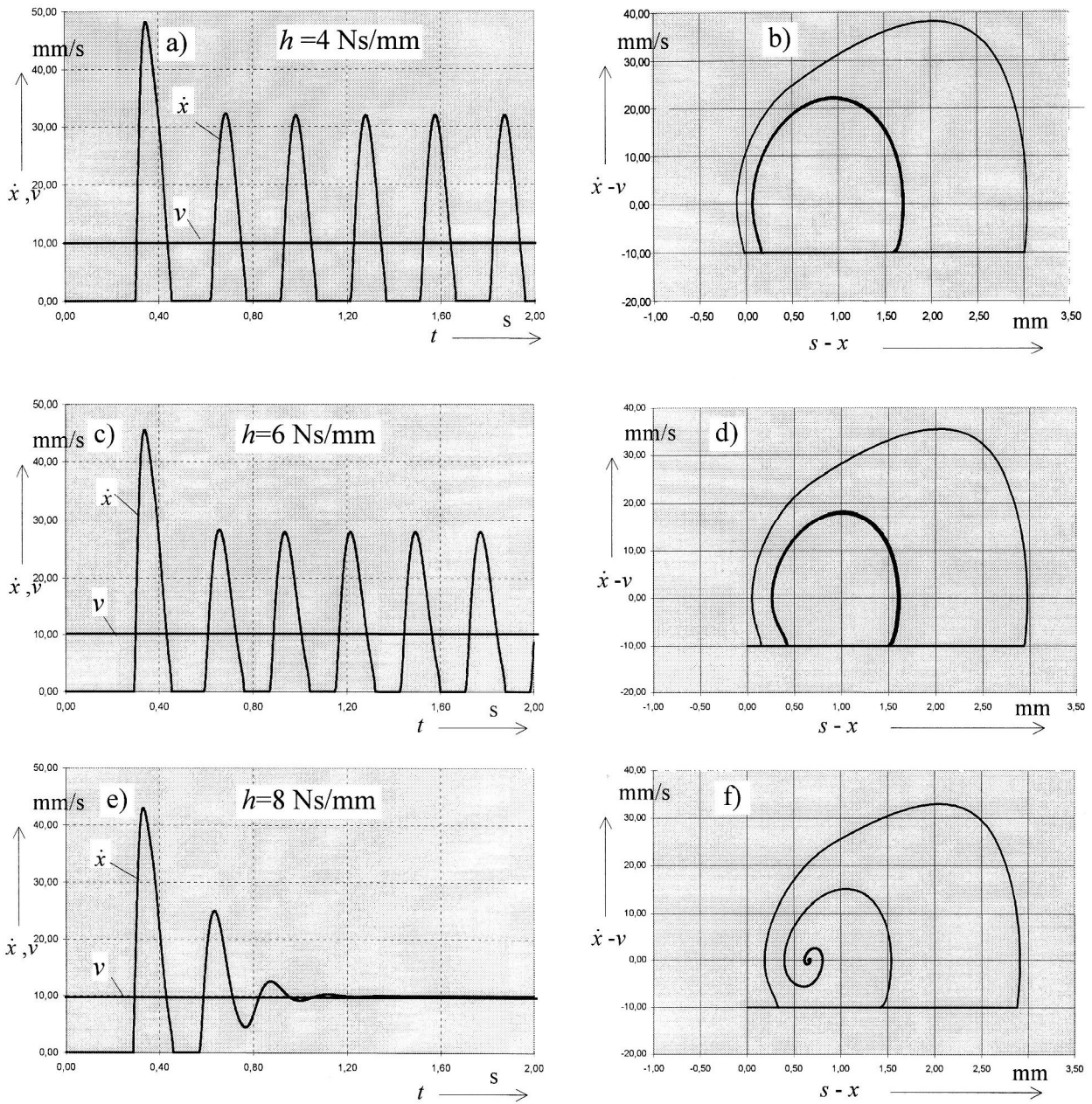


Bild 19. Zeitliche Verläufe von Antriebs- und Schlittengeschwindigkeit und Phasendiagramme

## 6 Zusammenfassung

Zur Untersuchung der selbsterregten Reibungsschwingungen (Stick-Slip-Vorgänge), wie sie beispielsweise in gleitgeführten Baugruppen von Werkzeugmaschinen auftreten können, war in einer früheren Arbeit ein Berechnungsmodell und die Lösungsstrategie für die entsprechende nichtlineare Differentialgleichung vorgestellt worden. Darauf aufbauend wurden numerische Experimente mit diesem Berechnungsmodell durchgeführt, indem der qualitative und quantitative Einfluß der Parameter Masse, Flächenpressung, Antriebssteifigkeit und Antriebsdämpfung des dynamischen Systems auf die selbsterregten Reibungsschwingungen untersucht wurde. Dabei wurde eine Reibungscharakteristik zugrunde gelegt, die für die Ruhereibung eine Abhängigkeit von der Haftzeit und im Gleitbereich den Einfluß der Gleitgeschwindigkeit berücksichtigt. Die maßgebenden Kenngrößen hierfür stammen aus eigenen experimentellen Untersuchungen. Als kennzeichnende Größen der selbsterregten Reibungsschwingungen wurden deren Existenzbereich, der durch die Grenzgeschwindigkeit bestimmt wird, die Haft- und Gleitzeit und damit die Schwingungsdauer und -frequenz sowie der Sprungweg betrachtet.

Der Einfluß der Masse und der Flächenpressung wurde dabei einmal als gegenseitig abhängig und einmal als voneinander unabhängig untersucht.

Die Ergebnisse widerspiegeln zum einen die Abbildungsfähigkeit des Berechnungsmodells und lassen zum anderen die Einflüsse der einzelnen Parameter deutlich erkennen. Sie stimmen gut mit experimentellen Ergebnissen, die an einem Modellprüfstand erzielt wurden, überein (Grudzinski u.a., 1990).

## Literatur

1. Grudzinski, K.; Kissing, W.; Zaplata, M.: Untersuchung selbsterregter Reibungsschwingungen mit Hilfe eines numerischen Simulationsverfahrens, Technische Mechanik, Band 13, Heft 2, (1992), 7-14.
2. Grudzinski, K. u.a.: Forschungsbericht CPBP 02.04, Politechnika Szczecinska, (1990) (unveröffentlicht).
3. Grudzinski, K.; Warda, B.J.: The role and investigations of dynamic friction processes in machine tool slide-ways, Archives of Mechanical Engineering and Automation, Poznan-Szczecin (Polen), H.12 (1993), 493-497. (polnisch).
4. Marchelek, K.: Dynamika obrabiarek (Werkzeugmaschinenendynamik), WNT Warszawa, (1991).
5. Oden, J.T.; Martins, J.A.C.: Models and computational methods for dynamic friction phenomena, Computer Methods in Appl. Mech. and Engineering, 52, (1985), 527-634.
6. Vejc, V.L. (red.): Osnovy dynamiki i prochnosti masin (Grundlagen der Dynamik u. Festigkeit von Maschinen), Univ. Leningrad, (1978), 41-65.
7. Weck, M.: Werkzeugmaschinen, Bd. 2, Konstruktion u. Berechnung, VDI-Verlag, (1979).

---

*Adressen:* Prof. Dr.-Ing. habil. K. Grudzinski und Dr.-Ing. M. Zaplata, TU Szczecin, Alleja Piastow 19, PL-70310 Szczecin, Polen; Prof. Dr.-Ing. habil. W. Kissing, Hochschule Wismar, Philipp-Müller-Str., D-23966 Wismar