

Untersuchung selbsterregter Reibungsschwingungen mit Hilfe eines numerischen Simulationsverfahrens

J.Grudzinski, W.Kissing, L.Zaplata

Ausgehend von klassischen tribomechanischen Modellen werden selbsterregte Reibungsschwingungen speziell für die Baugruppe Antrieb-Schlitten-Führung von Werkzeugmaschinen untersucht. Mit einem Rechenprogramm zur numerischen Lösung der das Problem beschreibenden nichtlinearen DGI. werden numerische Experimente vorgenommen. Es wird damit auch der Einfluß unterschiedlicher Reibungscharakteristiken untersucht.

Outgoing from classical calculation models for friction vibration problems such problems are analyzed especially for the system driver - sliding carriage - slideway of machine-tolls. Using a computer program for the solution of the nonlinear differential equation numerical experiments are realized. The influence of different friction characteristics is analyzed too.

1 Einleitung

Selbsterregte Reibungsschwingungen treten in vielen elasto-mechanischen Reibungssystemen auf, und zwar sowohl bei kleinem Reibungsbeiwert, wie z. B. in Führungen und Lagern, als auch bei großem Reibungsbeiwert, z. B. in Kupplungen und Bremsen. Sie sind gewöhnlich dort anzutreffen, wo die relative Geschwindigkeit der Gleitpartner klein ist, sowie beim Anfahren und Anhalten von Maschinen und Gerätebaugruppen.

Es kann sich dabei annähernd um harmonische, aber auch erheblich von diesen abweichende Schwingungen handeln. Im ersten Falle werden sie deshalb als quasiharmonische Schwingungen und im zweiten als Relaxationsschwingungen bezeichnet [1] bis [4]. Relaxationsschwingungen haben einen intermittierenden Verlauf und äußern sich in mechanischen Systemen als Ruckgleiten; sie tragen deshalb auch die Bezeichnung Stick-Slip-Vorgänge.

Stick-Slip-Vorgänge wirken sich beispielsweise sehr nachteilig auf die Arbeitsgenauigkeit von Werkzeugmaschinen und die Oberflächengüte des Werkstückes aus. Bei automatisierten Maschinen wird die Positioniergenauigkeit erheblich beeinträchtigt.

Für die mannigfaltigen Erscheinungsformen der Reibungsschwingungen gibt es zur Zeit noch keine geschlossene Theorie. Die theoretische Behandlung der Reibungsschwingungen ist im allgemeinen recht schwierig, da zum einen über ihre Entstehungsursachen noch weitgehend Unklarheit herrscht und zum anderen diese Schwingungen nur durch komplizierte nichtlineare Differentialgleichungen beschrieben werden können. Zu deren Lösung haben numerische Simulationsverfahren in letzter Zeit große Bedeutung erlangt. Entsprechende Rechenprogramme sind noch in Bearbeitung.

Die vorliegende Arbeit soll in kurzer Form einen Überblick über die wichtigsten bisher in der Literatur veröffentlichten Theorien geben, diese einer kritischen Bewertung unterziehen sowie einige Untersuchungsmöglichkeiten mit Hilfe eines numerischen Simulationsverfahrens vorstellen. An dem Ersatzsystem für die Baugruppe Antrieb-Schlitten-Führung einer Werkzeugmaschine werden Simulationsuntersuchungen unter verschiedenen vorausgesetzten Reibungscharakteristiken durchgeführt.

2 Überblick und Bewertung der wichtigsten bisher verwendeten Theorien

Zur theoretischen Betrachtung der selbsterregten Reibungsschwingungen werden im einfachsten Fall Modelle mit dem Freiheitsgrad 1 angenommen. Die klassischen tribomechanischen Modelle zur Untersuchung und Analyse von selbsterregten Reibungsschwingungen zeigt Bild 1 [1] bis [4]. Beide Modelle sind äquivalent, da sie durch Koordinatentransformation ineinander überführt werden können. Sie repräsentieren eine große Klasse verschiedener mechanischer Systeme.

Das in Bild 1b dargestellte Modell findet beispielsweise häufig zur Untersuchung von Reibungsschwingungen im System Antrieb-Schlitten-Führung von Werkzeugmaschinen Verwendung [5], [6], [7]. Da die vorliegende Arbeit hauptsächlich auf die Untersuchung der intermittierenden Bewegung des Schlittens von Werkzeugmaschinen abzielt, wird hier das Modell nach Bild 1b zugrunde gelegt. Die damit erhaltenen Ergebnisse können jedoch auch auf Probleme mit beweglicher Grundplatte nach Bild 1a übertragen werden.

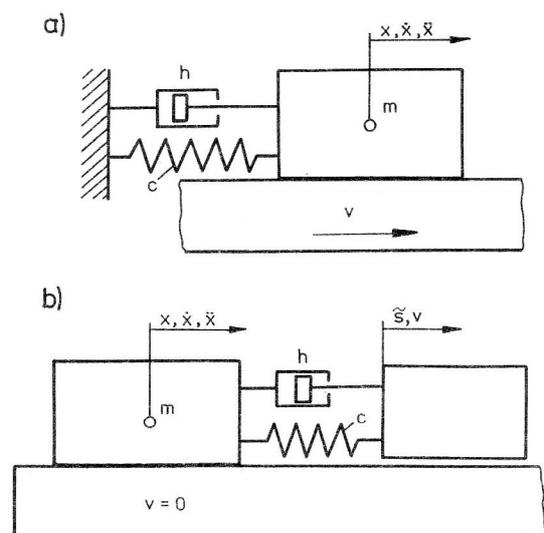


Bild 1
Klassische tribomechanische Modelle zur Analyse von selbsterregten Reibungsschwingungen

Trotz zahlreicher Veröffentlichungen auf diesem Gebiet fehlt zur Zeit noch eine einheitliche Auffassung über die Entstehungsursachen der Stick-Slip-Bewegungen. Einen Überblick über verschiedene Theorien einschließlich einer kritischen Bewertung kann man in [1] bis [4] finden. Im folgenden soll nur ein kurzer Überblick über einige wesentliche Arbeiten gegeben werden, die in der technischen Fachliteratur verbreitet sind. In allen diesen Theorien sind die angenommenen Reibungscharakteristiken von grundsätzlichem Einfluß auf die gleichförmige oder ungleichförmige Bewegung des Schlittens auf der Gleitführung. Man unterscheidet statische, kinetische und dynamische Reibungscharakteristiken [1], [2]. Die statische Reibungscharakteristik kennzeichnet die Abhängigkeit der Ruhereibungskraft von der Haftzeit, während die kinetische Reibungscharakteristik die Abhängigkeit der Gleitreibungskraft von der Gleitgeschwindigkeit jedoch bei Voraussetzung stationärer Verhältnisse ($\ddot{x} = 0$) wiedergibt. Unter einer dynamischen Reibungscharakteristik wird die Gleitreibungskraft bei $\dot{x} \neq 0$ verstanden. Wesentlichen Einfluß auf die Reibungsschwingungen besitzen auch die Parameter des Systems wie die Masse m , die Antriebssteifigkeit c und die Antriebsdämpfung h .

Die prinzipiellen Verläufe der statischen und kinetischen Reibungscharakteristiken, die bisher am häufigsten zur mathematischen Untersuchung von Reibungsschwingungen angenommen wurden, sind in Bild 2 dargestellt.

Wells [8], Thomas [9] und andere haben nachgewiesen, daß der Unterschied zwischen ruhender und gleitender Reibung eine wesentliche Entstehungsursache ist, siehe

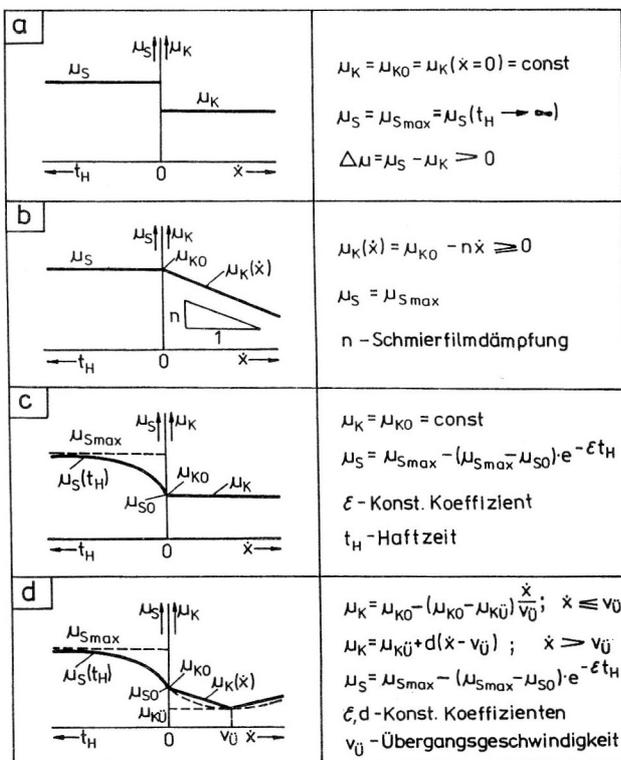


Bild 2
Typische in bisherigen Theorien verwendete statische und kinetische Reibungscharakteristiken

Bild 2a. Nach Kaidanowski, Chaikin [10] und Block [15] entsteht das Ruckgleiten dann, wenn die funktionelle Abhängigkeit der Reibungskraft von der Gleitgeschwindigkeit einen fallenden Charakter hat, siehe Bild 2b. Kragelski [1], [2] sieht die Ursache für Ruckgleiten in der Abhängigkeit der Ruhereibungskraft von der Zeitdauer des unbewegten Kontaktes, d. h. von der Haftzeit, also von den rheologischen Eigenschaften des Reibkontaktes, siehe Bild 2c und d. Die Schlittenbewegung für das in Bild 1b dargestellte Modell kann im allgemeinen durch die Differentialgleichung [6], [7]

$$m\ddot{x} - h(v - \dot{x}) - c(\bar{s}_0 + vt - x) + F_R(t_H, \dot{x}) = 0 \quad (1)$$

beschrieben werden. Die Reibungskraft hängt von der Haftzeit und der Gleitgeschwindigkeit ab.

Die Lösung dieser DGL. hängt sehr wesentlich von der Form der Reibkraftfunktion F_R ab. Die DGL. (1) ist – von einfachen Ausnahmen abgesehen – nur numerisch lösbar. Bisherige theoretische und experimentelle Arbeiten konzentrierten sich häufig auf die praktische Zielstellung der Bestimmung der Stick-Slip-Grenzgeschwindigkeit V_G des Antriebes. In einer grundlegenden Arbeit [6] wurden von Derjagin, Pusch und Tolstoj Reibungsschwingungen mit der Reibkraftfunktion

$$F_R(\dot{x}) = F_{RKO} - n\dot{x} \quad (2)$$

untersucht. Darin sind F_{RKO} die kinetische Reibungskraft bei Gleitgeschwindigkeit $\dot{x} = 0$ und n die Schmierfilmdämpfung. Durch (2) wird der fallende Charakter der kinetischen Reibungskennlinie erfaßt, Bild 2.

Eine Lösung der DGL. (1) unter Berücksichtigung von (2) wurde in [6], [7] unter der Voraussetzung $\dot{x} > 0$ bei $t > 0$ und mit den Anfangsbedingungen

$$\dot{x}(t = 0) = 0; \quad \ddot{x}(t = 0) = \Delta F_R / m$$

vorgenommen. Die Anfangsbedingungen beinhalten die Annahme einer sprunghaften Differenz zwischen statischer und kinetischer Reibkraft, $\Delta F_R = F_{RS} - F_{RKO}$. Dies entspricht einer Kombination der Reibungscharakteristiken nach Bild 2a und b. Aus der Voraussetzung $\dot{x} > 0$ bei $t > 0$ folgt, daß die erhaltene Lösung im Prinzip nur die kontinuierlichen Reibungsschwingungen beschreibt, Bild 3 Kurve $v > v_G$. Zur Bestimmung der Stick-Slip-

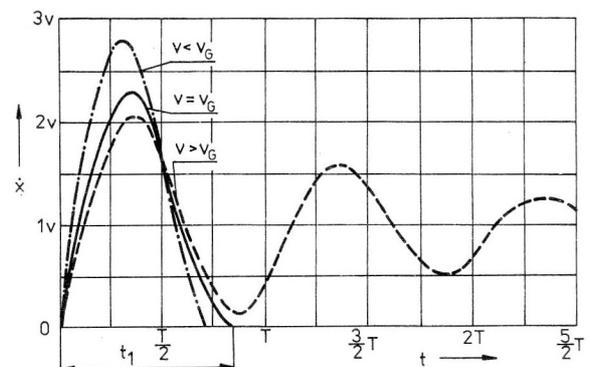


Bild 3
Zeitlicher Verlauf der Gleitgeschwindigkeit des Schlittens für verschiedene Antriebsgeschwindigkeiten v nach [7]

Grenzeschwindigkeit v_G wurde in [6], [7] die Grenzbedingung, bei der ein Anhalten des Schlittens möglich ist, verwendet, Bild 3 Kurve $v = v_G$. Bei Annahme einer schwachen Dämpfung wird für die Grenzeschwindigkeit die Beziehung

$$v_G = \frac{\Delta F_R}{\sqrt{4\pi \cdot \Theta \cdot c \cdot m}} \quad (3)$$

mit

$$\Theta = \frac{h-n}{2\sqrt{c \cdot m}} \quad (4)$$

angegeben. Darin sind h die Antriebsdämpfung, n die Schmierfilmdämpfung, c die Antriebssteifigkeit und m die Schlittenmasse.

Die auf der Basis der gezeigten statischen und kinetischen Reibungscharakteristiken erarbeiteten Theorien von Relaxationsschwingungen haben noch viele Schwächen und können nicht als endgültig betrachtet werden. Mit ihnen können viele Besonderheiten der r Reibungsschwingungen nicht erfaßt werden.

Aus (3) folgt z. B. $v_G = 0$ bei $\Delta F_R = 0$, was bedeuten würde, daß bei $\Delta F_R = 0$ keine Stick-Slip-Bewegung auftritt. Dies stimmt aber nicht mit experimentellen Ergebnissen überein. Experimente zeigen nämlich [3], [11], [13], daß sowohl die Reibungskraft als auch die Schlittenbeschleunigung während der Stick-Slip-Bewegung kontinuierliche Verläufe unterschiedlicher Form haben und damit bereits die Voraussetzungen Derjagins bezüglich der Anfangsbedingungen nicht erfüllt sind. In Abhängigkeit von der relativen Zeitdauer der Haft- und Gleitphase kann das Diagramm der Antriebskräfte entweder sägezahnförmig oder nahezu sinusförmig sein [3], [11].

In den Arbeiten [3], [11], [12] wurde beispielsweise gezeigt, daß die Entstehung und der Verlauf der Reibungsschwingungen nicht nur von der Haftzeit und der Gleitgeschwindigkeit, sondern auch von der Gleitbeschleunigung und noch anderen Faktoren abhängt. Man müßte also anstelle der kinetischen auch eine dynamische Reibungscharakteristik in Betracht ziehen $F_R(t_H, \dot{x}, \ddot{x})$.

Es ist zusammenfassend festzustellen, daß die bisher in der Literatur verbreiteten Theorien von selbsterregten Reibungsschwingungen auf mehr oder weniger starken physikalischen und mathematischen Vereinfachungen basieren, demzufolge viele Schwächen aufweisen und eine gründliche kritische Analyse und Modifizierung erfordern.

Dazu sind umfangreiche numerische Experimente durchzuführen, bei denen die Einflüßbereiche aller Parameter der verschiedenen Reibungscharakteristiken zu untersuchen sind. Hierzu ist ein einheitliches numerisches Vorgehen bei allen einzelnen Charakteristiken erforderlich, was nur mit einem numerischen Rechenprogramm zur Lösung der DGl. (1) erfolgen kann. Dies soll im folgenden kurz beschrieben werden.

3 Rechnerprogramm

Zur numerischen Untersuchung von selbsterregten Reibungsschwingungen in elastischen Reibungssystemen nach Bild 1b, die durch die DGl. (1) beschrieben wer-

den, wurde das Rechnerprogramm SYMTAR für einen PC IBM/AT erstellt. Dieses Programm gestattet vor allem die quantitative und qualitative Untersuchung von Relaxationsschwingungen in einem Ersatzsystem für die Baugruppe Antrieb-Schlitten-Führung von Werkzeugmaschinen.

Es können dabei verschiedene beliebig angenommene Reibungscharakteristiken, die vom Prinzip her nichtlineare Funktionen der Haftzeit, der Gleitgeschwindigkeit und auch der Gleitbeschleunigung sind, in Ansatz gebracht werden. Klassische vereinfachte Reibungscharakteristiken sind in Bild 2 dargestellt. Das Programm SYMTAR gestattet die Berücksichtigung verschiedener Anfangs- und Übergangsbedingungen. Es eignet sich zur Untersuchung aller Kraft- und Bewegungsgrößen beim Anfahren, bei Änderung der Antriebsgeschwindigkeit sowie bei der Positionierung. Damit können ganze Arbeitszyklen von Werkzeugmaschinen simuliert werden. Von großer Bedeutung, z. B. für die Baugruppe Schlitten-Antrieb von Werkzeugmaschinen, sind Probleme der Bewegungsstabilität sowie der Übergangsprozesse in diesen Situationen. Das Programm SYMTAR enthält 7 Integrationsprozeduren, die vom Nutzer beliebig gewählt werden können.

Die Berechnungsergebnisse in Gestalt der zeitlichen Verläufe der Antriebs-, Reibungs-, Dämpfungs- und Massenbeschleunigungskräfte sowie der Bewegungsgrößen von Schlitten und Antrieb können während der Berechnung am Monitor betrachtet und anschließend auf Diskette gespeichert werden. Sie können dann gedruckt oder mit einem speziellen Programm PRODAT weiterverarbeitet werden. PRODAT gestattet die Darstellung jeder berechneten Größe in Abhängigkeit von einer beliebigen anderen berechneten Größe. Berechnungsbeispiele werden in Abschnitt 4 vorgestellt.

4 Numerische Untersuchungen

Als erstes Berechnungsbeispiel wurde ein System nach Bild 1b mit der Reibungscharakteristik nach Bild 2a mit dem Programm SYMTAR berechnet. Für das System wurden folgende Kennwerte angenommen:

Schlittenmasse	m	=	350 kg
Antriebssteifigkeit	c	=	$0,6 \cdot 10^6$ N/m
statischer Reibwert	μ_{Smax}	=	0,15
kinetischer Reibwert	μ_{KO}	=	0,1.

Diese Kennwerte entsprechen einem gebauten Prüfstand zu experimentellen Untersuchungen dieser Schwingungen [13].

Um allein den Einfluß der Reibungscharakteristik deutlich zu machen, wurde zunächst unter Vernachlässigung der Antriebsdämpfung ($h = 0$) gerechnet. Als Anfangsbedingung wird zum Zeitpunkt $t = 0$ angenommen, daß in Gleitrichtung keine Kräfte wirken ($F_R = F_A = 0$), und alle Bewegungsgrößen von Schlitten und Antrieb gleich Null sind ($\xi = v = x = \dot{x} = \ddot{x} = 0$).

In Bild 4 sind die zeitlichen Verläufe der Kraft- und Bewegungsgrößen für die Reibungscharakteristik entsprechend Bild 2a, die in der Tribologie am häufigsten angenommen wird, dargestellt. Aus den Diagrammen ist ersichtlich, daß

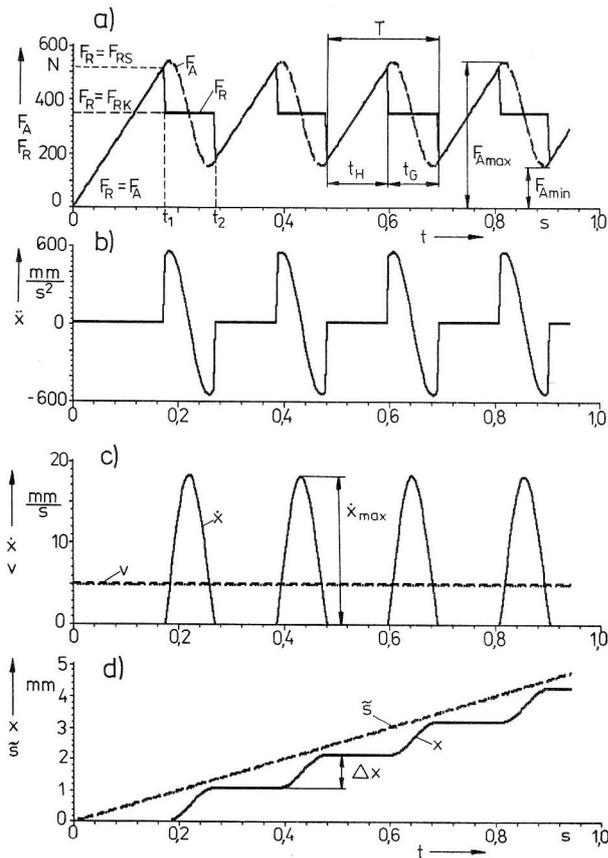


Bild 4
Zeitlicher Verlauf der Kraft- und Bewegungsgrößen beim Stick-Slip-Vorgang für die Reibungscharakteristik nach Bild 2a

der Schlitten nach dem Einschalten des Antriebes der eingeleiteten Bewegung nicht sofort folgt. Erst wenn die Kraft der Antriebsfeder die Ruhereibungskraft erreicht, (Zeit t_1 im Bild 4a), beginnt sich der Schlitten mit wachsender Gleitgeschwindigkeit zu bewegen. Da die Bewegungsreibung kleiner als die Ruhereibung ist, kommt es zu einem Kraftsprung (Bild 4a), und so entstehen Relaxationsschwingungen (Stick-Slip-Bewegungen). Als Grundursache für die Entstehung von Relaxationsschwingungen ist hier der Sprung von der konstanten Haftreibung auf die kleinere konstante Gleitreibung beim Übergang zur Bewegung zu sehen. Die Besonderheit dieser Schwingungen ist, daß sie aus zwei ihrem Charakter nach unterschiedlichen Phasen, der Haft- und der Gleitphase, bestehen.

In der Phase des Schlittenstillstandes entspricht die Änderung der Reibungskraft der Änderung der Antriebskraft. Dies folgt aus dem statischen Gleichgewicht. Mit der Bewegung des Schlittens ($t > t_1$) fällt die Reibungskraft sprunghaft ab, Bild 4a. Die Differenz zwischen Antriebs- und Reibungskraft entspricht der Massenbeschleunigungskraft des Schlittens. Die Wegintegrale der Kräfte stellen die sich in der Gleitphase wandelnden Energien dar. Von der Federenergie, die nach Überwinden der Haftreibung frei wird, wird ein Teil in Reibungsarbeit umgewandelt, der andere erhöht die kinetische Energie des Schlittens. Der Sprung in der Beschleunigung des Schlittens am Anfang des Gleitprozesses, Bild 4b, ist das Resultat der angenommenen Reibungscharakteristik. Für $t = t_1$ gilt $\dot{x} = 0$, $\ddot{x} = \Delta F_R/m = (F_{RS} - F_{RK})/m$. Wenn Antriebs- und

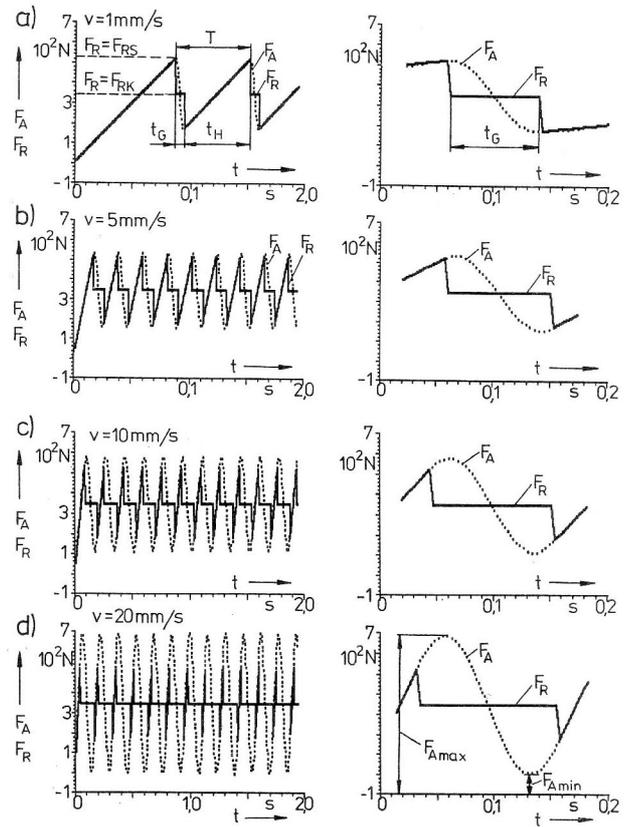


Bild 5
Zeitlicher Verlauf der Antriebs- und Reibkraft für 4 verschiedene Antriebsgeschwindigkeiten

Reibungskraft gleich groß werden, wird die Beschleunigung Null, der Schlitten hat seine maximale Geschwindigkeit erreicht, Bild 4b und c. Anschließend wird die Antriebskraft kleiner als der Reibungswiderstand, der Schlitten wird nun verzögert und kommt nach Aufzehren seiner kinetischen Energie schließlich zum Stillstand, $t = t_2$, Bild 4c. Der zeitliche Wegverlauf des Schlittens hat den bekannten treppenförmigen Charakter, Bild 4d.

Zur Beschreibung der Relaxationsschwingungen werden gewöhnlich folgende Kenngrößen angegeben: die Haftzeit t_H , die Gleitzeit t_G , die Schwingungsdauer $T = t_H + t_G$, die maximale Schlittengeschwindigkeit \dot{x}_{max} , der Sprungweg Δx des Schlittens sowie die größten und kleinsten Werte der Antriebs- und Reibungskräfte. Die Größen dieser Parameter hängen wesentlich von der Antriebsgeschwindigkeit ab. Um diesen Einfluß auf die Schwingungsparameter zu zeigen, wurden numerische Untersuchungen für vier verschiedene jeweils konstante Antriebsgeschwindigkeiten $v = 1, 5, 10$ und 20 mm/s sowie auch für kontinuierlich veränderte Antriebsgeschwindigkeit durchgeführt. Die Ergebnisse hiervon sind in den Bildern 5 und 6 dargestellt.

Man kann feststellen, daß bei den angenommenen Antriebsgeschwindigkeiten unter den hier vorausgesetzten Bedingungen, d. h. jeweils konstanter Antriebsgeschwindigkeit, vernachlässigter Dämpfung im Antrieb sowie die Annahme der Reibungscharakteristik nach Bild 2a, stabile Relaxationsschwingungen vorliegen. Man kann zeigen, daß dieser Stick-Slip-Effekt unter den genannten Voraussetzungen auch bei beliebig großer Antriebsgeschwindig-

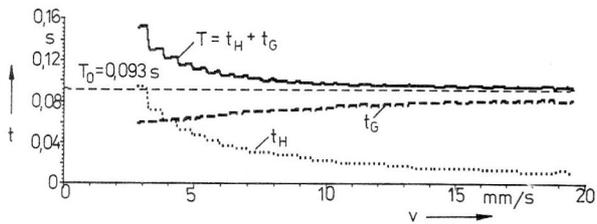


Bild 6
Abhängigkeit der Haftzeit, der Gleitzeit und der Schwingungsdauer beim Stick-Slip-Vorgang von der Antriebsgeschwindigkeit

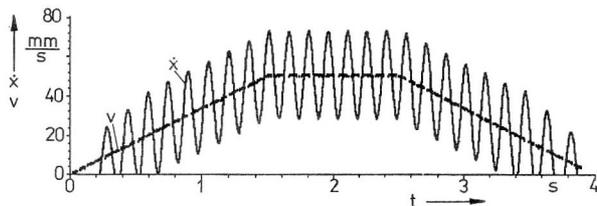


Bild 7
Selbsterregte Reibungsschwingungen bei kontinuierlich veränderter Antriebsgeschwindigkeit ohne Antriebsdämpfung ($h = 0$)

keit auftritt. Das bedeutet, daß es in diesem Fall keine Grenzgeschwindigkeit gibt, oberhalb welcher sich der Schlitten gleichförmig bewegt. Dieses Resultat folgt auch aus der Beziehung (3) bei Annahme des Dämpfungswertes $\theta = 0$.

Bild 6 zeigt die Veränderung der Gleitzeit t_G , der Haftzeit t_H und der Schwingungsdauer T in Abhängigkeit von der Antriebsgeschwindigkeit. Es folgt daraus, daß die Antriebsgeschwindigkeit einen wesentlichen Einfluß auf die Haftzeit t_H , die Schwingungsdauer T und damit die Schwingungsfrequenz $\omega = 2\pi/T$ hat. Die Veränderungen der Gleitzeit erweisen sich als wesentlich kleiner im Vergleich zu denen der Haftzeit. Die Haftzeit steigt bei Verringerung der Antriebsgeschwindigkeit besonders im Bereich kleiner Geschwindigkeitswerte. Mit Vergrößerung der Antriebsgeschwindigkeit strebt die Haftzeit gegen Null, weshalb diese auch bei sehr großen Antriebsgeschwindigkeiten schwer wahrnehmbar wird. Die Gleitzeit wächst bei Vergrößerung der Antriebsgeschwindigkeit an und strebt einem konstanten Wert zu, welcher der Schwingungsdauer der freien Schwingungen des Systems ($T_0 = 2\pi \cdot \sqrt{m/c} = 0,093 \text{ s}$; $\omega_0 = 2\pi/T = 67,6 \text{ s}^{-1}$) entspricht.

Auch der Einfluß der Antriebsgeschwindigkeit auf die minimale und maximale Antriebskraft ist bedeutend, Bild 5.

Die Verhältnisse sehen etwas anders aus, wenn die Antriebskraft kontinuierlich verändert wird, wenn also die Beschleunigung des Antriebs nicht Null ist. Berechnungsergebnisse für einen solchen Fall sind in Bild 7 enthalten. Die Diagramme zeigen den zeitlichen Verlauf der Antriebs- und Schlittengeschwindigkeit v und \dot{x} . Es ist ersichtlich, daß sich mit steigender, konstant beschleunigter Antriebsgeschwindigkeit v die Relaxationsschwingungen bei einer bestimmten Grenzgeschwindigkeit v_G in kontinuierliche, quasiharmonische Schwingungen umwandeln. Bei ver-

nachlässigter Dämpfung ($h = 0$) hat diese Schwingungsform für beliebig große Antriebsgeschwindigkeit $v > v_G$ einen stabilen Charakter.

Man muß also feststellen, daß nicht nur die Antriebsgeschwindigkeit, sondern auch die Antriebsbeschleunigung einen bedeutenden Einfluß auf die Schwingungsform hat.

Das Auftreten der quasiharmonischen Reibungsschwingungen als eine stabile Schwingungsform an realen elastomechanischen Reibungssystemen wird von verschiedenen Autoren bezweifelt, z. B. [3]. In vielen durchgeführten experimentellen Untersuchungen, auch in den eigenen vgl. [13, 14] konnte die Existenz der quasiharmonischen Schwingungen als eine stabile Form der selbsterregten Reibungsschwingungen nicht festgestellt werden. Auf den meisten Prüfständen bilden diese Schwingungen nur einen Übergangsprozeß vom Bereich des Ruckgleitens in den Bereich der gleichförmigen Gleitbewegung bzw. umgekehrt. Es liegt also nahe, daß in realen Schwingungssystemen auftretende periodische selbsterregte Reibungsschwingungen immer Relaxationsschwingungen sind, wenn auch manchmal mit nur extrem kurzer Haftphase. Bei hohen Antriebsgeschwindigkeiten und sehr kurzer Haftzeit sind die Haftphasen nur schwer wahrnehmbar. Dies gilt besonders in den Geschwindigkeitsdiagrammen. Die Beschleunigungsdiagramme weisen sie deutlicher aus [14]. Die Untersuchungen zu dieser Problematik sind noch nicht abgeschlossen.

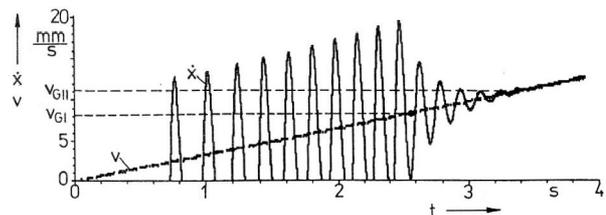


Bild 8
Selbsterregte Reibungsschwingungen bei kontinuierlich veränderter Antriebsgeschwindigkeit mit Antriebsdämpfung ($h = 3 \text{ Ns/mm}$).

Bemerkenswert ist, daß eine stabile Form von quasiharmonischen Reibungsschwingungen bei den numerischen Experimenten auch nur im Fall der vernachlässigten Antriebsdämpfung ($h = 0$) auftrat. Bei Berücksichtigung der Antriebsdämpfung ($h > 0$) in den Berechnungen bilden diese Schwingungen stets nur einen Übergangsprozeß. Man kann in diesem Fall bei den Berechnungsergebnissen grundsätzlich drei Bereiche der Antriebsgeschwindigkeit unterscheiden, Bild 8:

- Bereich der intermittierenden Bewegung des Schlittens (Stick-Slip-Bewegungen) bei $v < v_{GI}$
- Bereich der kontinuierlichen ungleichförmigen Bewegung des Schlittens bei $v_{GI} \leq v \leq v_{GII}$
- Bereich der gleichförmigen Bewegung des Schlittens bei $v > v_{GII}$.

v_{GI} und v_{GII} werden als erste bzw. zweite Grenzgeschwindigkeit bezeichnet. Auf die Größe dieser Grenzgeschwindigkeiten hat die Antriebsdämpfung h einen großen Ein-

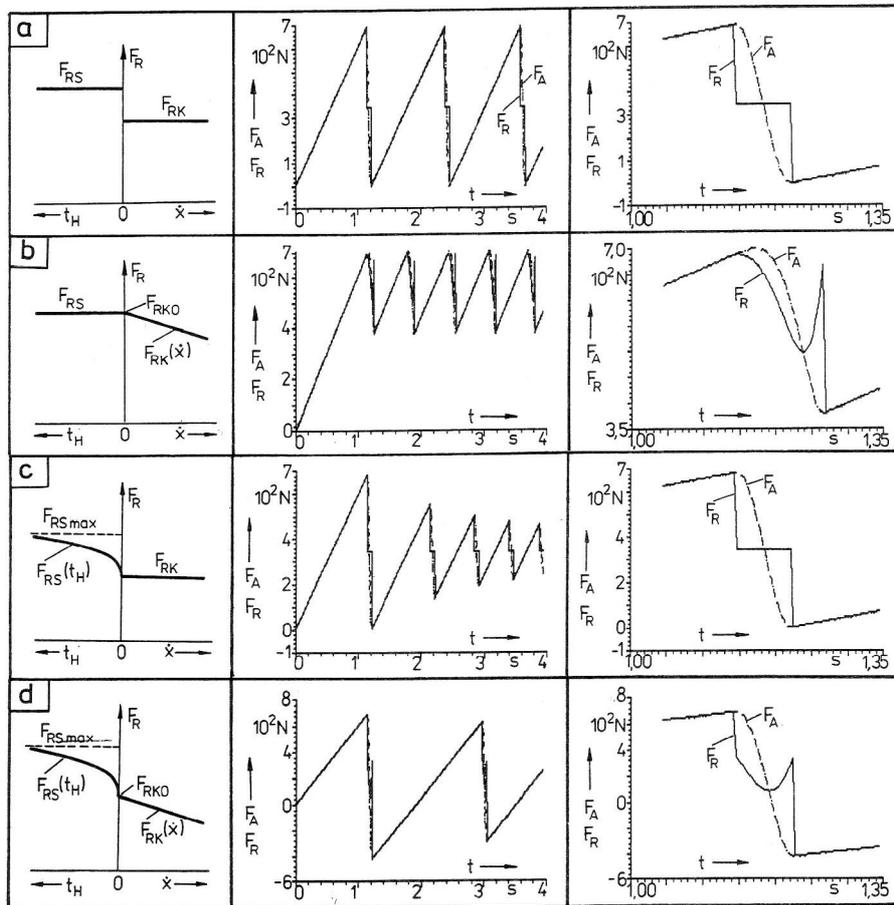


Bild 9
Zeitliche Verläufe der Antriebs- und Reibungskraft für verschiedene Reibungscharakteristiken

fluß. Bei höheren Dämpfungswerten werden beide Grenzwertgeschwindigkeiten kleiner.

Aus experimentellen Untersuchungen und praktischen Erfahrungen geht hervor, daß die Relaxationsschwingungen am häufigsten bei kleinen Antriebsgeschwindigkeiten, besonders bei Anfahrt und Positionierung des Schlittens auftreten. Bei Erhöhung der Antriebsgeschwindigkeit verschwinden sie meist.

Um den Einfluß der angenommenen Reibungscharakteristik zu zeigen, wurden mit dem gleichen System und den gleichen Anfangsbedingungen numerische Untersuchungen vorgenommen, indem nacheinander alle vier in Bild 2 dargestellten Reibungscharakteristiken zugrundegelegt wurden. Im Falle der Abhängigkeit der statischen Reibungskraft von der Haftzeit Bild 2c und d wurde für die Berechnung angenommen, daß diese sehr groß ist ($t_H \rightarrow \infty$, $\mu_s = \mu_{smax}$, $F_{RS} = F_{RSmax}$).

Die aus den Berechnungen erhaltenen zeitlichen Verläufe der Antriebskraft F_A und der Reibungskraft F_R sind für die jeweiligen Reibungscharakteristiken in Bild 9 dargestellt. Die erhaltenen Diagramme zeigen deutlich, daß bei jeder angenommenen Reibungscharakteristik Relaxationsschwingungen auftreten. Form und Parameter dieser Schwingungen (z. B. Frequenz und Amplitude) sind unterschiedlich und zeigen den Einfluß der statischen und kinetischen Reibungscharakteristiken auf diese Schwingungen.

Zur eingehenderen Untersuchung der Gleitphase der Stick-Slip-Bewegungen wurden die mit dem Programm

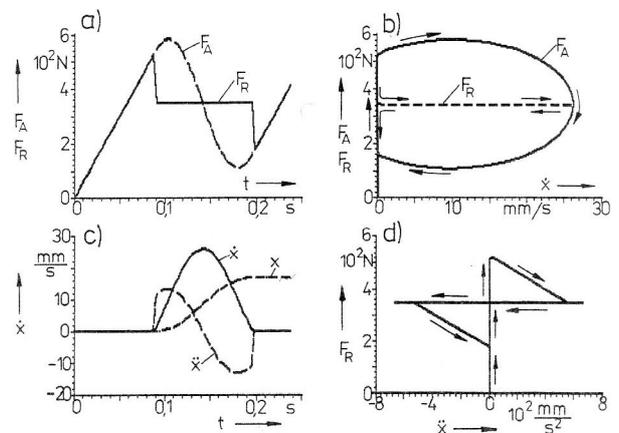


Bild 10
Wechselbeziehung der Kraft- und Bewegungsgrößen während einer Gleitphase beim Stick-Slip-Vorgang

SYMTAR erhaltenen Berechnungsergebnisse mit dem Auswerteprogramm PRODAT bearbeitet.

Die Bilder 10a–d zeigen die Kräfte F_A und F_R sowie die Bewegungsgrößen x , \dot{x} und \ddot{x} des Schlittens während einer Gleitphase. Es liegt auch hier wieder die Reibungscharakteristik nach Bild 2a zugrunde, bei der sich die Beschleunigung \ddot{x} des Schlittens am Beginn und Ende der Gleitphase sprunghaft ändert. Die übrigen Bewegungsgrößen haben kontinuierlichen Charakter. Das Bild 10b enthält die Antriebs- und Reibungskräfte während der Gleitphase in Abhängigkeit von der momentanen Geschwindigkeit \dot{x} , wäh-

rend im Diagramm 10d der Verlauf der Reibungskraft in Abhängigkeit von der Schlittenbeschleunigung \ddot{x} dargestellt ist.

Aus den Bildern 10a–d kann man die zur Analyse der Relaxationsschwingungen wesentliche Wechselwirkung zwischen Reibungs- und Antriebskraft sowie der Schlittenbewegung erkennen.

Auch die Phasenebene eignet sich besonders gut zur Analyse von selbsterregten Reibungsschwingungen [1]. Die in dieser Ebene aufgetragenen Diagramme zeigen die gegenseitige Abhängigkeit von Gleitweg und Gleitgeschwindigkeit an. Bei stabilen periodischen Schwingungen bilden diese Diagramme geschlossene Kurven, die man als Grenzyklen bezeichnet.

Die in Bild 11 dargestellten Diagramme zeigen die Geschwindigkeitsdifferenz ($\dot{x} - v$) in Abhängigkeit vom relativen Gleitweg $x - \xi - \xi_0$. Die geradlinigen Abschnitte der Diagramme beschreiben die Haft- und die krummlinigen die Gleitphasen der Stick-Slip-Bewegungen. Die Länge der geradlinigen Abschnitte entspricht der Größe des zurückgelegten Antriebsweges während der Haftzeit eines Schwingungszyklus. Aus den Diagrammen ist zu erkennen, daß dieser zurückgelegte Antriebsweg annähernd einen konstanten Wert hat, unabhängig von der Größe der Antriebsgeschwindigkeit. Mit der Vergrößerung der jeweils konstanten Antriebsgeschwindigkeit v vergrößert sich der ellipsenähnliche Teil der Diagramme, und die Relaxationsschwingungen streben gegen harmonische Schwingungen. Die Haftzeit t_H wird dabei immer kleiner und strebt bei $v \rightarrow \infty$ gegen Null.

Bild 12 zeigt die Ergebnisse zweier numerischer Experimente, bei denen die Reibungscharakteristik nach Bild 2d zugrunde gelegt wurde. Im ersten Fall, Bild 12a, b, wurden die Berechnungen bei vernachlässigter Antriebsdämpfung ($h = 0$) und im zweiten Fall, Bild 12c, d, bei berücksichtigter Antriebsdämpfung ($h > 0$) durchgeführt. Die Diagramme zeigen den Verlauf der Antriebsgeschwindigkeit v und der Schlittengeschwindigkeit \dot{x} sowie die Phasentrajektorien der Schlittenbewegung.

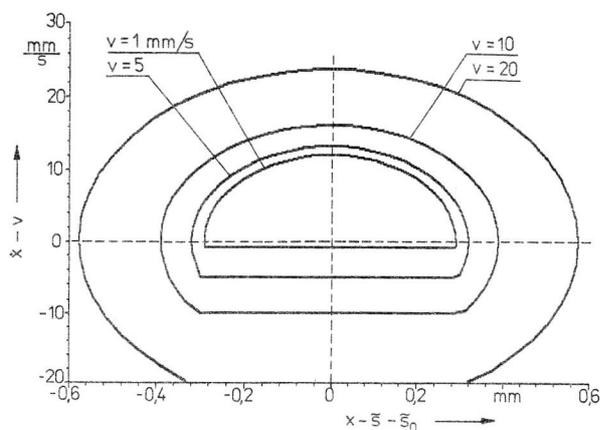


Bild 11
Wechselbeziehung zwischen Gleitgeschwindigkeit und Gleitweg beim stabilen Stick-Slip-Vorgang

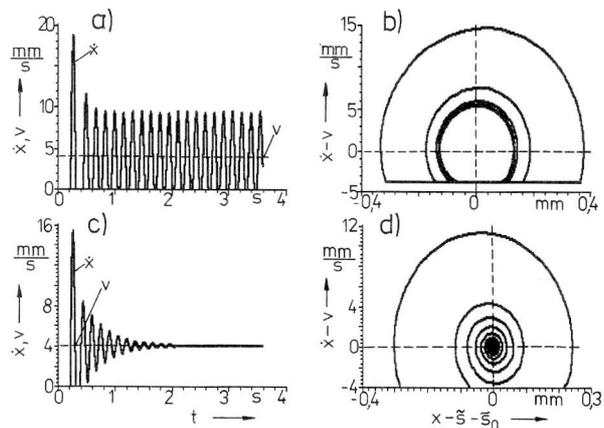


Bild 12
Zeitlicher Verlauf von Antriebs- und Schlittengeschwindigkeit und ihre Phasentrajektorien
a, b ohne Antriebsdämpfung ($h = 0$)
c, d mit Antriebsdämpfung ($h > 0$)

Im ersten Fall, Bild 12b, strebt die Phasentrajektorie nach einem Übergangsprozeß einem Grenzyklus zu, der stabile periodische Relaxationsschwingungen beinhaltet. Dagegen strebt die Phasentrajektorie im zweiten Fall einem Punkt zu, der einer gleichförmigen Schlittenbewegung mit der Geschwindigkeit $\dot{x} = v$ entspricht.

Diese beiden Beispiele zeigen die besondere Eignung der Phasendiagramme zur Untersuchung der Stabilität von selbsterregten Reibungsschwingungen.

Die hier wiedergegebenen Berechnungsbeispiele und ihre speziellen Auswertungen stellen nur eine Auswahl von vorliegenden Ergebnissen dar. Weitere Beispiele sind in [14] zu finden. Die vorliegende Auswahl zeigt aber, daß das erarbeitete Rechenprogramm ein effektives Instrument zur Untersuchung verschiedener Einflußgrößen nicht nur der unterschiedlichen Reibungscharakteristiken darstellt.

5 Zusammenfassung

Ausgehend von bereits klassischen tribomechanischen Modellen für die Untersuchung selbsterregter Reibungsschwingungen mit dem Freiheitsgrad 1, wird zunächst ein Überblick über bisher in der Literatur verbreitete Theorien zu dieser Problematik gegeben. Auf der Grundlage der zur Beschreibung selbsterregter Reibungsschwingungen vorliegenden DGI, die hier allein durch die Charakteristik der Reibkräfte einen nichtlinearen Charakter erhält, wird ein Rechenprogramm zur numerischen Lösung entwickelt.

Mit diesem Programm können durch unterschiedliche Wahl der Reibungscharakteristiken aber auch der Systemparameter numerische Simulationsuntersuchungen vorgenommen werden. Es sind dadurch Vergleiche unter Berücksichtigung sehr vieler Parametervarianten zur Klärung ihrer jeweiligen Einflußbereiche möglich. Auch sind die zahlreichen möglichen Variantenrechnungen zur Aus- und Bewertung experimenteller Ergebnisse sehr wertvoll. Dies kann darüber hinaus auch zur gezielten Modifikation von physikalischen Modellen und Charakteristiken führen. Darüber soll in einer späteren Arbeit berichtet werden.

LITERATUR

- [1] Kragelski, I. V.; Gitis, N. V.: Frikcionnye avtokolebanija. „Nauka“ Moskva 1987.
- [2] Kragelski, W.: Reibung und Verschleiß. Carl Hanser Verlag München 1971.
- [3] „Osnovy dynamiki i procnosti masin“ pod. red. V. L. Vejca. Izd. Leningradckogo Univ. Leningrad 1978, S. 41–65.
- [4] Oden, J. T.; Martins, J. A. C.: Models and computational methods for dynamic friction phenomena, *Comp. Methods in Appl. Mech. and Engineering* 52(1985) S. 527–634.
- [5] Weck, M.: Werkzeugmaschinen Bd. 2, Konstruktion und Berechnung, VDI-Verlag Düsseldorf 1975.
- [6] Derjagin, B. V.; Pusch, V. E., Tolstoj, D. M.: Teorija skolzenija tverdych tel s periodiceskimi ostanovkami. *Zur. Techn. Fiz.* 26(1956), vyp. 6, S. 1329–1342.
- [7] Marchelek, K.: Dynamika obrabiarek. (Werkzeugmaschinendynamik), WNT Warszawa 1991.
- [8] Wells, J. H.: Kinetic boundary friction. *Engineer/Gr. Brit.* 1929 Vol. 145, S. 454.
- [9] Thomas, S.: Vibrations damped by solid friction. *Philos. Mag.* 1930. Vol. 9, S. 329.
- [10] Kaidanovskij, N. L.; Chaikin, S. F.: *Mechaniceskie relaksacjonnye kolebanija.* *Zur. Techn. Fiz.* 1933. tom 3, Nr. 1, S. 91–107.
- [11] Schindler, H.: Analyse und Näherungsberechnung der ungleichförmigen Schlittenbewegung bei Werkzeugmaschinen. *Maschinenbautechnik*, 17(1968) H. 12, S. 627–632.
- [12] Bell, R.; Burdekin, M.: Plane Slideway. 1. An Steady – State Characteristics of Plan Slideways. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 1969 – 1970 Part 1 1984, Nr. 59, S. 1075–1087.
- [13] Grudzinski, K.; u. a.: Forschungsbericht CPBP 02. 04. 86. Politechnika Szczecinska KMIPKM (unveröff.).
- [14] Grudzinski, K.; u. a.: Forschungsbericht CPBP 02. 04. 89. Politechnika Szczecinska KMIPKM (unveröff.).
- [15] Block, H.: Fundamental mechanical aspects of boundary lubrication. *Soc. Automat. Eng. J.* 1940, Vol. 46, Nr. 1, S. 54.

Anschrift der Verfasser:

Prof. Dr.-Ing. habil. K. Grudzinski
Dipl.-Ing. M. Zaplata
TU Szczecin
Al. Piastow 19
70310 Szczecin
POLEN

Prof. Dr.-Ing. habil. W. Kissing
TH Wismar
Philipp-Müller-Str.
D/O-2400 Wismar