

Ermittlung dynamischer Belastungen an den Schneidelementen von Trommelhäckselaggregaten

Dipl.-Ing. M. Bookholdt, Wilhelm-Pieck-Universität Rostock, Sektion Landtechnik

Verwendete Formelzeichen

b	Nsm ⁻¹	Dämpfungsconstante	
b _z	mm	Zuführbreite	
c	Nm ⁻¹	Federconstante	
F _{sy}	N	Maximalwert der Schnittkraftkomponente bzw. Erregerfunktion in y-Richtung	
F _{sx}	N	Maximalwert der Schnittkraftkomponente bzw. Erregerfunktion in x-Richtung	
H		Übertragungsfunktion	
h _G	mm	Gutpolsterhöhe	
m	kg	Masse der Gegenschneide	
T _s	s	Periodendauer der Schwingung	
t _s	ms	theoretische Stoßzeit	
t _{1R}	ms	reale Stoßzeit	
v _u	ms ⁻¹	Umfangsgeschwindigkeit der Schneidtrommel	
x ₀	m	Schwingung zur Zeit t = 0	
x(t)	m	Schwingweg	
ẋ(t)	ms ⁻¹	Schwinggeschwindigkeit	
ẍ(t)	ms ⁻²	Schwingbeschleunigung	
ξ _i	ms ⁻²	Maximalwert der i-ten Halbwellen der Schwingbeschleunigung	
ξ _i	m	Maximalwert der i-ten Halbwellen des Schwingweges	
δ	s ⁻¹	Dämpfungsmaß	
τ	o	Zügeligkeitswinkel der Messeranstellung	
ω	s ⁻¹	Eigenkreisfrequenz des Schwingungssystems	

2. Dynamisches Modell zur Realisierung der Meßaufgabe

2.1. Modelldarstellung

Schwedler [1] geht bei dem von ihm benutzten dynamischen Modell davon aus, daß bei Lagerung der Gegenschneide des Trommelhäckselaggregats auf ein Federsystem in y- und x-Richtung ein lineares Feder-Masse-System mit einem Freiheitsgrad entsteht, das während des Schnittvorgangs eine stoßförmige Erregung erfährt. Unter stoßförmiger Erregung ist dabei die Übertragung kinetischer Energie auf ein mechanisches System zu verstehen, wobei die Energieübertragung in einer relativ kurzen Zeit, verglichen mit der Periodendauer der Eigenkreisfrequenz des Systems, erfolgt [4]. Das Schwingungsverhalten des gewählten Feder-Masse-Systems läßt sich in y- bzw. x-Richtung durch folgende Differentialgleichungen 2. Ordnung beschreiben:

$$m\ddot{x}_y(t) + b_y\dot{x}_y(t) + c_yx_y(t) = F_{sy}(t) \quad (1)$$

$$m\ddot{x}_x(t) + b_x\dot{x}_x(t) + c_xx_x(t) = F_{sx}(t) \quad (2)$$

Für das dynamische Modell sind folgende Voraussetzungen zu erfüllen:

- Die Gegenschneide ist ein starrer Körper.
- Das Schwingungssystem verhält sich von-

einander unabhängig in y- und x-Richtung wie ein lineares Einmassensystem mit einem Freiheitsgrad.

- Das Schwingungssystem muß zwischen zwei Schnittvorgängen abgeklungen sein.
- Zeitinvarianz des Systems.

Das Schwingungssystem wird während der Zeitdauer des Schnittvorgangs durch die Stör- bzw. Erregerfunktionen $F_{sy}(t)$ und $F_{sx}(t)$ erregt und schwingt mit der Eigenkreisfrequenz ω aus. Für die theoretischen Untersuchungen wird zunächst angenommen, daß die Erregerfunktion einem Halbsinusstoß entspricht. Die Richtigkeit dieser Annahme war durch experimentelle Untersuchungen zu überprüfen.

2.2. Simulation des dynamischen Modells auf dem Analogrechner

Zur Klärung der grundlegenden Zusammenhänge zwischen Systemerregungs- und Systemantwortfunktion des untersuchten Schwingungssystems erfolgte eine Simulation des dynamischen Modells auf dem Analogrechner. Die benutzte Rechenschaltung besteht aus zwei miteinander verknüpften Teilschaltungen, die einmal für die Erzeugung der Systemerregungsfunktion (Halbsinusstoß) und zum ande-

1. Problemstellung

Die komplexe Mechanisierung und der Übergang zu industriemäßigen Produktionsverfahren in der Landwirtschaft stellen an die Leistungsparameter von Halmgutzerkleinerungsmaschinen zunehmend höhere Anforderungen. Die Entwicklungstendenzen in der Konstruktion und Produktion von Halmgutzerkleinerungsmaschinen orientieren auf steigende Durchsätze, gleichmäßigere Häcksellängenverteilungen und auf Senkung des spezifischen Energiebedarfs. Für die Entwicklung und Konstruktion neuer Generationen von Feldhäckslern, die diesen Anforderungen gerecht werden müssen, stellt die Kenntnis der dynamischen Beanspruchung der Schneidelemente in Abhängigkeit von den Betriebs-, Konstruktions- und Stoffparametern eine wichtige und entscheidende Ausgangsgröße dar.

Die Ermittlung und Quantifizierung dynamischer Belastungen an den Schneidelementen von Trommelhäckseln erweist sich infolge der Komplexität des Einflusses der Betriebs-, Konstruktions- und Stoffparameter als eine komplizierte Meßaufgabe, die nur in Verbindung von theoretischen und experimentellen Untersuchungen zu lösen ist. Im vorliegenden Beitrag werden auf der Grundlage des derzeitigen Standes der Erkenntnisse [1, 2, 3] theoretische und experimentelle Grundlagenuntersuchungen dargestellt, deren Ergebnisse in einer weiterentwickelten Meßmethodik zur Ermittlung dynamischer Belastungen an Schneidelementen zusammenfließen.

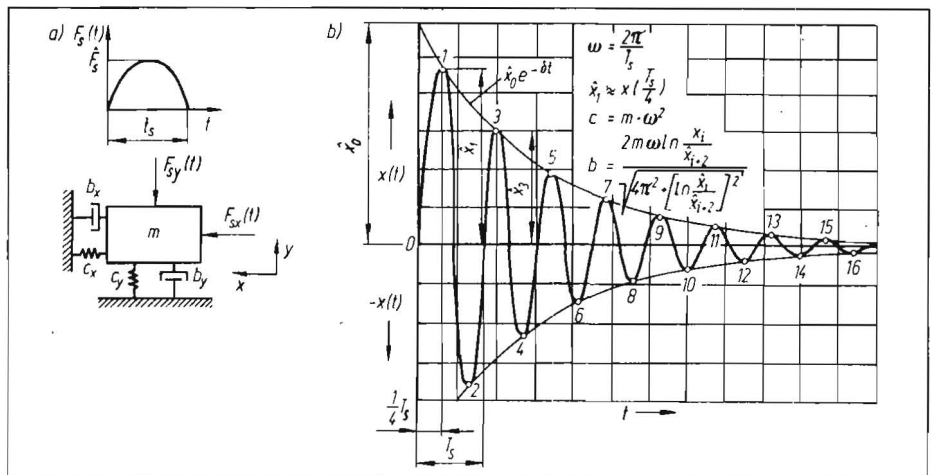
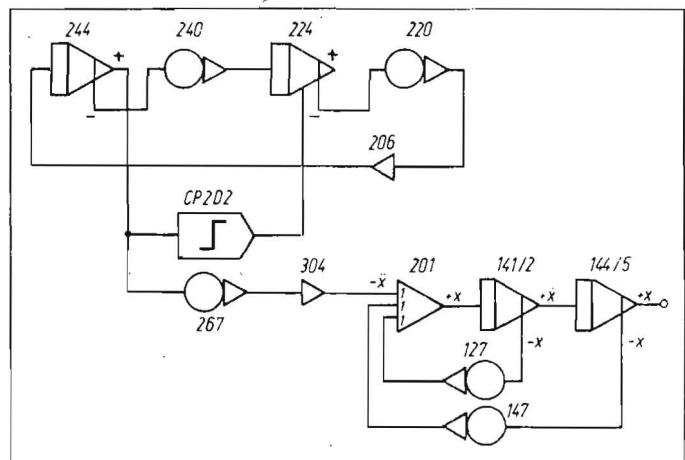


Bild 1
Lineares Einmassenschwingungssystem mit einem Freiheitsgrad bei stoßförmiger Erregung:
a) Modelldarstellung
b) Kenngrößen aus der Systemantwortzeitfunktion

Bild 2
Rechenschaltung für die Lösung der Differentialgleichung eines linearen Einmassenschwingungssystem bei Erregung durch Halbsinusstoß



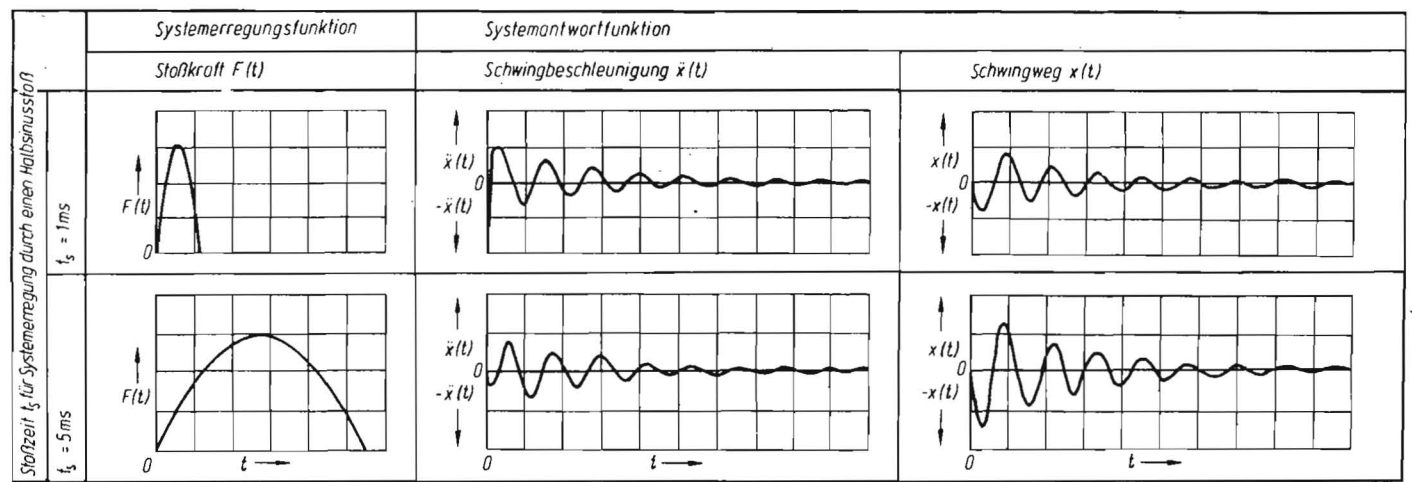


Bild 3. Qualitative Darstellung des Schwingungsverhaltens eines Einmassensystems mit einem Freiheitsgrad bei Erregung durch einen Halbsinusstoß und verschiedenen Stoßzeiten t_s .

Bild 4. Darstellung des Beschleunigungsamplitudenverhältnisses \hat{x}_1/\hat{x}_3 in Abhängigkeit von der Stoßzeit t_s .

ren für die Lösung der eigentlichen Differentialgleichung fungieren (Bild 2). Als Eingabegrößen für die rechen-technische Bearbeitung des Stoßproblems sind folgende Parameter zu ermitteln bzw. vorzugeben und an den entsprechenden Potentiometern als normierte Größen einzustellen:

- Systemparameter der Schwingungssysteme in y- und x-Richtung (Potentiometer 127/147)
- Art der Stoßfunktion (über Rechenschaltung zur Erzeugung der Stoßfunktion)
- Maximalwerte der Stoßfunktion F_s (Potentiometer 267)
- Stoßzeit t_s (über Eigenkreisfrequenz der Sinusschwingung am Potentiometer 240/220).

Die Bestimmung der Systemparameter Dämpfung b und Federsteifigkeit c erfolgt aus der am realen Schwingungssystem aufgenommenen Systemantwortzeitfunktion $x(t)$ (Bild 1). Als Stoß- bzw. Erregungsfunktion wurden Halbsinusstöße mit den Maximalwerten $F_s = 40; 100; 1000$ N vorgegeben. Das zu untersuchende Stoßzeitintervall wurde in Abhängigkeit von den unter Praxisbedingungen auftretenden Versuchsbedingungen mit Hilfe folgender Näherungsbeziehung berechnet:

$$t_s = \frac{h_G + b_2 \cdot \tan \tau}{v_n} \quad (3)$$

Im Ergebnis der Berechnungen wurde folgendes zu untersuchende Stoßzeitintervall festgelegt:

$$0,5 \text{ ms} \leq t_s \leq 5 \text{ ms}. \quad (4)$$

Unter Benutzung der dargestellten Rechenschaltung (Bild 2) erfolgten die Erzeugung der transierten Erregungsfunktion $F_s(t)$ sowie die Berechnung und Abbildung der Systemantwortzeitfunktionen

- Schwingbeschleunigung $\ddot{x}(t)$
- Schwingweg $x(t)$

als Grundlage für die weitere Bearbeitung der Problematik.

2.3. Ergebnisse

Die Berechnung des dynamischen Modells erfolgte für die y- und x-Richtung getrennt und unabhängig voneinander. Da die Untersuchungen für beide Schwingungsrichtungen zu grundsätzlich gleichen Aussagen führen, sollen

die Ergebnisse und die sich daraus ergebende Anwendung für die Meßaufgabe am Beispiel der y-Richtung des Schwingungssystems erläutert werden. Da für die weiteren Betrachtungen nur die Maximalwerte der Antwortzeitfunktion von Bedeutung sind, kann der Term $b\ddot{x}(t)$ aus der Differentialgleichung

$$m\ddot{x}(t) + b\dot{x}(t) + cx(t) = F_s(t) \quad (5)$$

vernachlässigt werden, denn bei einem Maximum des Schwingweges \hat{x}_i , bei dem ebenfalls ein Maximalwert der Schwingbeschleunigung $\hat{\ddot{x}}_i$ auftritt, wird die Schwinggeschwindigkeit gleich Null. Während des Einwirkungszeitintervalls

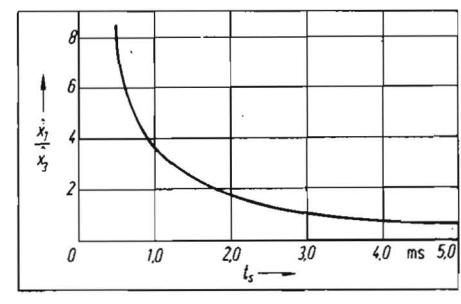
$$0 \leq t \leq t_s \quad (6)$$

der Stoßkraft $F_s(t)$ unterliegt das System einer „Zwangsführung“, d. h., das Schwingungsverhalten wird durch die Parameter der Stoßfunktion F_s und t_s festgelegt und genügt der inhomogenen Differentialgleichung (5). Diese Tatsache verdeutlicht sich besonders anschaulich im zeitlichen Verlauf der Schwingbeschleunigung $\ddot{x}(t)$ (Bild 3). Für die definierten Systemparameter der y-Richtung zeigt sich, daß nur bei Stoßzeiten $t_s \leq 1$ ms der Maximalwert der ersten Beschleunigungshalbwelle $\hat{\ddot{x}}_1$ dem Wert entspricht, der durch die Hüllkurve des Ausschwingvorgangs festgelegt ist. Der dazugehörige Maximalwert der ersten Schwingweghalbwelle \hat{x}_1 weist aus, daß das System während des Stoßvorgangs nur eine geringe Wegauslenkung erfahren hat, die infolge der Systemträgheit zu einem hohen Beschleunigungswert führen muß.

Bei Erhöhung der Stoßzeit t_s verliert die Systemträgheit an Bedeutung, d. h., die Wegauslenkung nähert sich dem statischen Fall, bei dem der Maximalwert der ersten Beschleunigungshalbwelle gegen Null geht. Unter diesen Bedingungen kann sicher nicht mehr von einem Stoßproblem gesprochen werden. Infolge des transienten Charakters der Erreger- bzw. Stoßfunktion ist die äußere Kräfteerregung zeitlich begrenzt; und das System schwingt nach folgender allgemeinen Beziehung aus:

$$x(t) = t_0 \cdot e^{-\delta t} \cdot \sin \omega t. \quad (7)$$

Rechnungen mit verschiedenen Maximalwerten der Erregungsfunktion F_s haben ergeben, daß zwischen dem Maximalwert der Erregungsfunktion und den Maximalwerten der Antwortzeitfunktionen \hat{x}_i ; $\hat{\ddot{x}}_i$ eine lineare Abhängigkeit vorliegt.



2.4. Anwendung der Ergebnisse auf die Meßaufgabe

Ausgehend von den dargelegten Ergebnissen der Simulation des dynamischen Modells auf dem Analogrechner, wurde für die praktische Ermittlung der Schnittkraftkomponenten (Systemerregungsfunktionen) ein Algorithmus erarbeitet. Als Eingangsgrößen für die Simulation des dynamischen Modells sind zunächst für die y- und x-Richtung des Schwingungssystems die Systemparameter aus der experimentell aufgenommenen Systemantwortzeitfunktion $x(t)$ zu bestimmen (Bild 1). Unter Vorgabe der aus geometrischen und kinematischen Versuchsbedingungen näherungsweise berechneten theoretischen Stoßzeiten t_s [Gl. (3)] und eines Maximalwertes der Stoßfunktion F_s erfolgt die Berechnung und Darstellung der Systemantwortzeitfunktionen für die einzelnen Stoßzeiten (Bild 3). Aus den Systemantwortzeitfunktionen $\ddot{x}(t)$ wird das Beschleunigungsamplitudenverhältnis $\hat{\ddot{x}}_1/\hat{\ddot{x}}_3$ in Abhängigkeit von der Stoßzeit t_s ermittelt und als Funktion dargestellt (Bild 4).

In Anlehnung an Schwedler [1] lassen sich die Übertragungsfunktionen für beide Schwingungsrichtungen wie folgt bestimmen:

$$H = \frac{c \hat{x}_i}{F_s} \quad (8)$$

Durch meßtechnische Erfassung und Registrierung des Schwingweges $x(t)$ und der Schwingbeschleunigung $\ddot{x}(t)$ beim realen Schwingvorgang (s. Abschn. 3.) gewinnt man die eigentlichen Ausgangswerte zur Quantifizierung der dynamischen Belastungen. Aus dem experimentell aufgenommenen Beschleunigungsverlauf $\ddot{x}(t)$ läßt sich wiederum das Beschleunigungsamplitudenverhältnis $\hat{\ddot{x}}_1/\hat{\ddot{x}}_3$ bestimmen und aus dem theoretisch ermittelten Zusammenhang zwischen Beschleunigungsamplitudenverhältnis $\hat{\ddot{x}}_1/\hat{\ddot{x}}_3$ und Stoßzeit t_s (Bild 4)

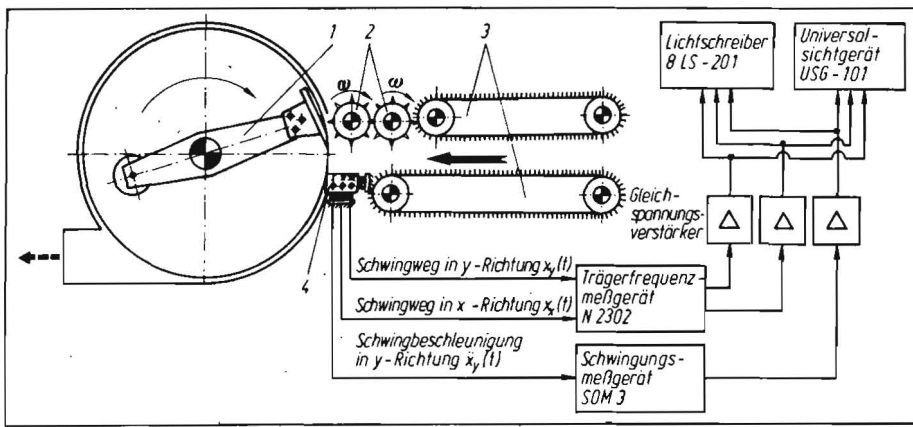


Bild 5. Versuchs- und Meßtechnik;

1 Schneidrotor, 2 Preßwalzen, 3 Zuführbänder, 4 Gegenschneide mit Meßwertaufnehmern: I piezoelektrischer Beschleunigungsaufnehmer KD 35a, II induktiver Wegaufnehmer IWP 102 für x-Richtung, III induktiver Wegaufnehmer IWP 102 für y-Richtung

rückwirkend die reale Stoßzeit t_{sR} angeben. Die Kenntnis der realen Stoßzeit t_{sR} ermöglicht nunmehr die exakte Ermittlung des Funktionswertes $H(t_{sRi})$ der Übertragungsfunktion, aus dem, zusammen mit der beim Schnittvorgang aufgenommenen Schwingwegamplitude \hat{x}_1 und der Federsteifigkeit der betrachteten Schwingrichtung, die Schnittkraftkomponente \hat{F}_s durch Umstellung von Gl. (8) errechnet werden kann.

3. Experimentelle Untersuchungen

3.1. Versuchs- und Meßtechnik

Die experimentellen Untersuchungen zur Ermittlung der dynamischen Belastung an den Schneidelementen von Trommelhäckselaggre-

gaten erfolgen mit einer dazu entwickelten Versuchseinrichtung (Bild 5). Das vorverdichtete Halmgut wird mit Hilfe von Zuführbändern und Preßwalzen dem Schnittbereich des Schneidrotors zugeführt und zerkleinert. Die sich auf der Gegenschneide abstützenden dynamischen Schnittkräfte und deren Komponenten in y- und x-Richtung sind unter Zugrundelegung der beschriebenen Zusammenhänge in Abhängigkeit von den untersuchten Betriebs-, Konstruktions- und Stoffparametern zu quantifizieren.

Wie bereits im Abschnitt 2.1. ausgeführt wurde, entsteht das Schwingungssystem dadurch, daß die Gegenschneide in y- und x-Richtung auf ein Federsystem gelagert ist. Die für die Berechnung der Schnittkraft-

komponenten erforderliche Bestimmung der Schwingwegamplituden \hat{x}_1 in beiden Schwingungsrichtungen erfolgt durch eine induktive Schwingwegmessung mit den Aufnehmern IWP 102 und dem Trägerfrequenzmeßgerät N 2302. Die Messung der Schwingbeschleunigung $\ddot{x}(t)$, die für die Bestimmung der realen Stoßzeit T_{sR} erforderlich ist, erfolgt für die y-Richtung mit Hilfe eines piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmers und des Schwingungsmeßgeräts SDM 3.

Über Gleichspannungsverstärker werden die Meßsignale verstärkt, der Registriereinrichtung (8 LS-201) zugeführt und sind somit für die Auswertung verfügbar.

3.2. Vergleich mit den theoretisch ermittelten Ergebnissen

Zur Fundamentierung und Bestätigung der theoretischen Untersuchungen zum Schwingungsverhalten des Einmassenschwingungssystems bei stoßförmiger Erregung wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Die beim realen Schnittvorgang aufgenommenen Antwortzeitfunktionen in beiden Schwingungsrichtungen zeigen, daß das System nach dem Schnittstoß in Form einer gedämpften Schwingung abklingt (Bild 6).

Die experimentell nachgewiesenen Ausschwingkurven bestätigen auch die Annahme und Forderung, daß das Schwingungssystem sich in y- und x-Richtung unabhängig voneinander wie ein lineares Einmassenschwingungssystem mit einem Freiheitsgrad verhält. Die theoretisch ermittelte Abhängigkeit des Beschleunigungsamplitudenverhältnisses \hat{x}_1/\hat{x}_3 von der Stoßzeit t_s wurde experimentell nachgewiesen (Bild 7).

Die Ermittlung der realen Stoßzeit t_{sR} auf der Grundlage dieses Verhältnisses wird somit unter praktischen Bedingungen ermöglicht und kann als wichtige und entscheidende Ausgangsgröße für die exakte Bestimmung der Schnittkraftkomponenten herangezogen werden. Aus dem Vergleich der durch Simulation auf dem Rechner gewonnenen und den unter realen Bedingungen aufgenommenen Antwortzeitfunktionen läßt sich weiterhin ableiten, daß die theoretische und idealisierte Beschreibung des zeitlichen Schnittkraftverlaufs durch einen Halbsinusstoß auf Praxisbedingungen übertragbar ist.

4. Zusammenfassung

Abgeleitet aus der Forderung nach Steigerung der Leistungsparameter von Halmgutzerkleinerungsmaschinen erweist sich die Quantifizierung der dynamischen Belastungen der

Fortsetzung auf Seite 87

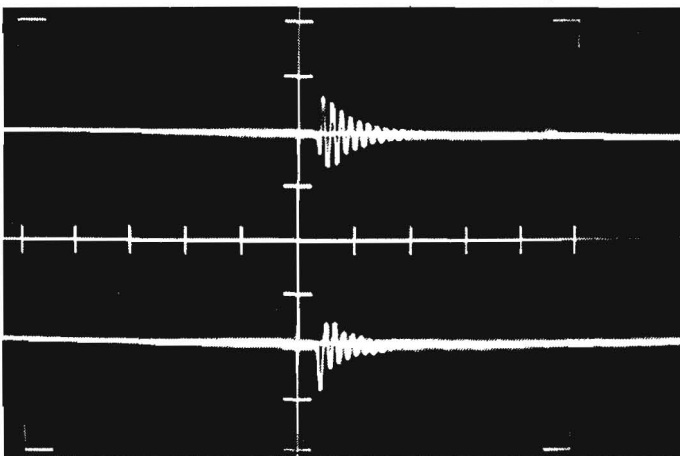


Bild 6 Systemantwortzeitfunktionen $x(t)$ und $\dot{x}(t)$ bei Systemerregung durch einen realen Schnittstoß

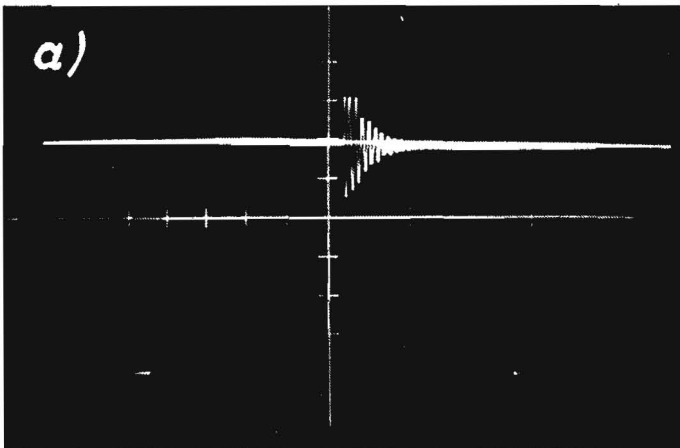


Bild 7 Experimentell ermittelte Abhängigkeit des Beschleunigungsamplitudenverhältnisses \hat{x}_1/\hat{x}_3 von der Stoßzeit t_s :
a) $\hat{x}_1/\hat{x}_3 \geq 1$ ($t_s = 3$ ms)
b) $\hat{x}_1/\hat{x}_3 < 1$ ($t_s = 5$ ms)

