

2/94

7000 STUTTGART 1,  
POSTFACH 508 - HOLZGARTENSTRASSE 16  
HAUPTINGANG: MAX-KADE-WEG  
RUF 2 07 31 - FERNSCHREIBER 07 - 22450

Bašta, T.M. (Dr.d.techn.Wiss.), Žajdrava, Z.K. (Ing.):

DER EINFLUSS DER VIBRATIONEN AUF REIBUNG UND DICHTUNGSFÄHIGKEIT  
VON TAUCHKOLBENPAAREN IN HYDRAULISCHEN AGGREGATEN

Vestnik mašinstrojenja. Moskva,  
54, (Juli) 1974, Nr 7, S. 3 - 7.

[Russ.: Vlijanije vibracij na trenije i germetičnost'  
plunžernych par gidravličeskich agregatov]

- (3) Die hydraulischen Aggregate vieler Maschinen arbeiten unter konstanten äußeren Vibrationen, die durch die Besonderheiten in der Konstruktion wie auch durch die Arbeitsweise dieser Maschinen bedingt sind. In Flugzeugen werden auf diese Weise konstante Vibrationen durch solche Kräfte erregt, die bei der Arbeit mit Propellern und Rotoren von Flugzeugmotoren auftreten, in Binnen- und Hochseeschiffen durch die Arbeit der Motoren und der Schiffsschrauben. Intensitätsmessungen der Vibrationen in Flugzeugen der Zivilluftfahrt zeigen, daß in den Zonen, wo normalerweise die hydraulischen Aggregate untergebracht sind, die Schwingungsfrequenz  $f$  in einem Bereich von 20-500 Hz mit den Amplituden  $a=0,01+2$  mm vorzufinden ist; hier herrschen die Frequenzen  $f=40+200$  Hz und die Amplituden  $a=0,1+0,3$  mm vor.

In Verbindung mit der großen Verbreitung hydraulischer Systeme, in denen hydraulische Aggregate unter Vibrationen arbeiten, ist es von wissenschaftlichem und praktischem Interesse zu untersuchen, welchen Einfluß die Vibrationen auf die charakteristischen Eigenschaften hydraulischer Aggregate und insbesondere auf Reibung und Dichtungsfähigkeit von Tauchkolbenpaaren ausüben, deren tatsächliche Daten bei der Planung hydraulischer Systeme berücksichtigt werden müssen.

Wir wollen die Ergebnisse der Experimente betrachten, die wir mit dieser Zielsetzung an vier Versuchstauchkolbenschieberpaaren aus Stahl (Abb. 1) mit einem Durchmesser  $d=16+22$  mm durchgeführt haben, die ein Radialspiel  $h=0,004+0,01$  mm und serienmäßig hergestellte zylindrische Schieber hydraulischer Flugsysteme mit  $d=11$  mm und  $h=0,004$  mm haben.

Bei der Herstellung der Versuchstauchkolbenpaare wurde speziell die geometrische Form der Einzelteile verändert; ein Umstand, mit Hilfe dessen diese Tauchkolbenpaare unter statischen Versuchsbedingungen im Vergleich zu den serienmäßig hergestellten Normaggregaten eine bewußt gesteigerte Reibung und Anfahrkraft des druckbelasteten Tauchkolbens aufweisen, besonders nach einer bestimmten Haltezeit unter Druck. In der Hauptsache wurden die Experimente bei einem Druck  $p=70$   $\text{kp/cm}^2$  und die Kontrollmessungen bei  $p=120$   $\text{kp/cm}^2$  durchgeführt. Dies ist dadurch bedingt, daß bei höheren Werten eine Verformung der Zylinderwände (Wanddicke 20 mm) zu beobachten war, die in einer für die Reibung günstigen Richtung Größe und Form des Radialspiels veränderte.

Als Prüfstand wurde der in der Industrie gebräuchliche elektrodynamische Schwingungsprüfstand VEDS-100A verwandt, auf dessen horizontalem Rütteltisch der Rumpf des zu untersuchenden Schiebers vertikal oder horizontal starr befestigt wurde (siehe Abb. 1). Der Tauchkolben des Schiebers wurde elastisch mit einem feinfühligem Gewichtsmeßgerät (Kraftmeßgerät) pneumatischer Art verbunden, das auf dem Außenlager angebracht wurde; der Meßfehler für die Kraft war in diesem Gerät nicht größer als 1 p. Die Untersuchungen wurden an AMG-10-Öl bei  $20-20^\circ$  C,  $f=20+240$  Hz und  $a=0,01+2$  mm durchgeführt. Der gewählte Frequenz- und Amplitudenbereich umfaßte die Veränderungsintervalle dieser Parameter, wie sie in wirklichen hydraulischen Systemen vorkommen.

Da man die hydraulischen Aggregate in reale Maschinenanlagen mit beliebiger Achsenlage des Tauchkolbenpaares bezüglich der Wirkungsrichtung der Hauptharmonischen der Vibrationen (der Beschleunigungsrichtung) einbauen kann, wurden die Untersuchungen auf dem Prüfstand sowohl bei vertikaler als auch horizontaler Achsenlage des Tauchkolbens durchgeführt; außerdem wurden Kontrollmessungen bei Zwischenlagen (im Winkel) der Tauchkolbenachse bezüglich der Wirkungsrichtung der Hauptharmonischen der Prüfstandvibrationen durchgeführt.

(4)

Die Versuche zeigten, daß unter entsprechenden Bedingungen, wie sie für die Frequenz  $f$ , die Amplitude  $a$  der Schwingungen und der Masse des Tauchkolbens charakteristisch sind, die Vibrationen positiv auf die Reibung und die Dichtungsfähigkeit der Tauchkolbenpaare Einfluß nehmen. Sehr wichtig ist, daß die Vibrationen die Kräfte verringern, die zum Anfahren der unter dem Arbeitsdruck  $p$  stehenden Tauchkolben erforderlich sind, wobei unter bestimmten Bedingungen (bei einigen hohen Werten von  $f$  und  $a$ ) diese Kräfte um das Zehn- und Hundertfache abnehmen, verglichen mit den Kräften, die wir unter statischen Versuchsbedingungen beobachten konnten.

Der Vorgang, nach dem die Vibrationen auf die Reibung in einem Tauchkolbenpaar positiven Einfluß nehmen, ist durch komplizierte physikalische Erscheinungen (Vorgänge) bedingt; in einem vereinfachten Modell kann man ihn auf zwangsweise hochfrequente axiale oder radiale Mikroverlagerungen des Schieberzylinders zurückführen, bezüglich des frei in ihm gelagerten Tauchkolbens; bei diesen Mikroverlagerungen wird eine Obliteration<sup>1)</sup> des Spiels vermieden und infolge dessen, daß sich zwischen den Einzelteilen des Paares eine stabile Öltrennschicht (ein Film) bildet, die Haftreibung des Gleitpaares vermindert.

In dem Fall, wenn das Gleitpaar in einer vibrierenden Maschine so gelagert ist, daß die Richtung der Hauptharmonischen der Vibrationen mit der Tauchkolbenachse zusammenfällt, ist die Reibungsverminderung durch die axialen oszillierenden Verlagerungen des vibrierenden Zylinders bezüglich des frei in ihm gelagerten Tauchkolbens bedingt. Da der Tauchkolben in einer derartigen Anordnung nur durch die Reibungskräfte mit dem Zylinder verbunden ist, die in der Hauptsache durch die ungewuchteten Radialkräfte des Flüssigkeitsdrucks im Spiel bedingt sind (vorausgesetzt, daß keine anderen Kräfte vorhanden sind), wird der letztere unter der Bedingung, daß die Trägheitskräfte des Tauchkolbens bei gegebener Beschleunigung des vibrierenden Zylinders größer sind als die statischen Reibungskräfte, bezüglich des Tauchkolbens verlagert, welcher infolge der hydrodynamischen Reibung die Schwingbewegungen im Zylinder mit der Schwingungsfrequenz des letzteren, jedoch mit geringerer Amplitude mitmacht.

---

1) Obliteration (engl.) - Auslöschung, Tilgung; Verschmierung, Verwaschung. Das Wort ist im Russischen nicht bekannt; es wurde von den Verfassern aus dem Englischen übernommen. - Anm.d.Übers.

Als Ergebnis der unter den diesbezüglichen Verlagerungen auftretenden hydrodynamischen Spreizwirkung der Flüssigkeit, die im Radialspiel des vibrierenden Paares hauptsächlich durch die Kräfte der Reibwirkung verzögert wird, wird die Ölschicht auf der Seite des geringeren Spiels dicker, und der in Zentrierung begriffene Tauchkolben verliert den Kontakt mit der Zylinderoberfläche. Bei den bekannten hohen Werten von  $f$  und  $a$  verliert der Tauchkolben unter den auf ihn einwirkenden dezentrierenden inneren und äußeren Kräfte den Kontakt mit dem Zylinder und nimmt praktisch eine zu ihm koaxiale Stellung ein. Da die Verbindung des Tauchkolbens mit dem Zylinder bei den Vibrationsverlagerungen des letzteren mit ausreichend hoher Frequenz nur durch die Flüssigkeitsreibungskräfte bedingt ist, befindet er sich praktisch in Ruhe; um die Reibungskräfte bei den axialen Verlagerungen des Tauchkolbens zu überwinden, ist in diesem Fall eine winzig kleine Kraft erforderlich, die von der hydrodynamischen Reibung abhängt.

In dem Fall, wenn die Tauchkolbenachse bezüglich der Richtung der Hauptharmonischen der Zylindervibrationen in einem Winkel von  $90^\circ$  gelagert ist, ist der Entlastungseffekt dadurch bedingt, daß der Tauchkolben auf der Ölschicht aufschwimmt. Schematisch gesehen verlagert sich der Zylinder bei einer Lage des Tauchkolbenpaares bei Vibrationen in radialer Richtung (vertikal) bezüglich des frei in ihm gelagerten Tauchkolbens, der sich infolge der Trägheitskräfte bei der bekannten Beschleunigung des Zylinders von seinen Wänden losreißt, und als Ergebnis dessen, daß sich die erweiterten Spalte mit Flüssigkeit füllen, schwimmt er auf der Ölschicht auf. Dies tritt dann ein, wenn die Trägheitskräfte des Tauchkolbens, der sich im allerersten Moment gemeinsam mit dem Zylinder in radialer Richtung verlagert, größer sind als die auf den Tauchkolben einwirkenden äußeren und inneren Kräfte, die ihn in Kontakt mit der Zylinderwand halten, als Ergebnis dessen der Tauchkolben bei den vibrierenden Querverschiebungen des Zylinders von seinen Wänden losgerissen wird. Dabei wird in den auf der einen Seite breiter werdenden Spalt zwischen Zylinder und Tauchkolben Flüssigkeit hineingesaugt (hineingedrückt), und aus der gegenüberliegenden enger werdenden Seite herausgepreßt. Infolge der Wirkung, die die sich dabei entfaltenden Kräfte des hydraulischen Widerstands und der Flüssigkeitsträgheit im Spalt haben, reißt sich der Tauchkolben vom Zylinder los und wird in die Mitte der Flüssigkeitsschichten hineingezogen, wobei er komplizierte Schaukelbewegungen durchläuft,

(5)

sowohl zusammen mit dem Zylinder als auch im Innern des Zylinders im Spielbereich; bei Steigerung der Schwingungsfrequenz des Zylinders wird die Amplitude der radialen Schwingungen des Tauchkolbens bezüglich der Zylinderachse geringer, und der Tauchkolben strebt der mit ihm koaxialen Lage zu. Bei einer bestimmten stationären Quervibration des Zylinders fängt der Tauchkolben an, mit einer bestimmten geringen Amplitude bezüglich seiner Achse zu schwingen, ohne mit dessen Wänden in Kontakt zu kommen; der Druck im Radialspiel zwischen Zylinder und Tauchkolben gleicht sich an der Umfangslinie des Zylinders aus, und die Anfahrkraft des Tauchkolbens nimmt bis auf eine nur durch die Flüssigkeitsreibung bestimmbare ab.

Es ist offensichtlich, daß die Vibration des Zylinders mit einer für die gegebene Tauchkolbenmasse und die auf ihn wirkenden Kräfte bestimmten Frequenz und Amplitude erfolgen muß, deren Minimalwert durch die Kräfte bestimmt wird, die den Tauchkolben dezentrieren wollen, damit das in der letzten Darstellung gezeigte Losreißen des Tauchkolbens von der Zylinderwand und die Bildung einer stabilen Ölschicht in dem zwischen ihnen befindlichen Spiel gewährleistet ist. Zu diesen Kräften gehören in erster Linie die inneren ungewuchteten Radialkräfte des Flüssigkeitsdrucks auf den Tauchkolben und die äußeren nichtkompensierten radialen Komponenten der Federkräfte und der Steuerstangen, aber auch das Gewicht des Tauchkolbens u.a.m.

Die Versuche haben auch gezeigt, daß bei einer beliebigen Lage der Achse des Tauchkolbenpaares bezüglich der Richtung der Hauptharmonischen der Vibrationen ein Entlastungseffekt beobachtet wird; wenn die Achse jedoch senkrecht zu dieser Richtung verläuft, dann tritt der Entlastungseffekt bei größeren  $f$ - und  $a$ -Werten ein als in jenem Fall, wenn sie übereinstimmen. Ein minimaler Wert der Anfahrkraft wurde (unter anderen gleichen Bedingungen) in dem Fall beobachtet, wenn die Richtung der Hauptharmonischen der Zylinder-vibrationen mit der Tauchkolbenachse zusammenfällt. In diesem Fall wurde auch der Einfluß der Reibungskräfte des Tauchkolbengewichts aufgehoben (in einer derartigen Stellung des Tauchkolbens wurde sein Gewicht durch Eichung des Messinstruments bestimmt). Wenn die Amplitude der Schwingungen bei einer zur Richtung der Vibrationen senkrechten Lage der Schieberachse größer als der Wert des Radialspiels ist, kann der Tauchkolben mit der Oberfläche des Zylinders momentane Kontakte aufnehmen, bei denen die Reibung zwischen Tauchkolben und Zylinder seinen rein flüssigen Charakter verliert, was

sich teilweise auf den Reibungswert auswirkt. Wenn dabei auch kein unmittelbarer Kontakt der Oberflächen auftritt, so kommen als Ergebnis der sich ereignenden lokalen Annäherungen zusätzliche Reibungskräfte in Gang, die durch die Molekularvorgänge an der Grenze der harten Oberflächen des Kapillarenspalts bedingt sind, bei denen die Reibung des Flüssigkeitsfilms hauptsächlich nicht durch die Viskosität der Flüssigkeit, sondern ihre Adsorptionseigenschaften bestimmt wird.

In unseren Versuchen war die Anfahrkraft unter Vibrationen bei allen möglichen Aufstellungsvarianten eines Tauchkolbenpaares nicht größer als 10-15 % ihres Wertes bei äußerst zweckmäßiger (streng koaxialer zur Beschleunigungsrichtung) Aufstellung, was uns gestattet, die Versuchsdaten abzugrenzen.

(6) Die Abhängigkeiten der Anfahrkraft des Tauchkolbens von der Frequenz  $f$  und der Amplitudengröße  $a$  der Spannungen (Abb. 2) zeigen, daß eine Entlastung in den Versuchstauchkolbenpaaren nur je nach Erreichung bestimmter  $f$ - und  $a$ -Werte eintrat, z.B. bei  $f=20$  Hz und  $a=0,5$  mm;  $f=60$  Hz und  $a=0,05$  mm;  $f=160$  Hz und  $0,01$  mm und dgl. Bei geringeren Werten haben die Vibrationen praktisch keinen Einfluß auf die Reibung, und die Anfahrkraft entsprechen denen, die wir beobachten konnten, wenn keine Vibrationen vorhanden waren. Folglich erreicht die Trägheitskraft des Tauchkolbens bei geringen Frequenz- und Amplitudenwerten nicht den Wert, der ausreichend wäre, um die Kräfte, die sein Aufschwimmen (sein Losreißen von den Zylinderwänden) verhindern, zu überwinden, und er bleibt in relativer Ruhe an den Zylinder gepreßt; die Reibung zwischen Tauchkolben und Zylinder bleibt in diesem Fall praktisch dieselbe wie auch unter statischen Bedingungen bei gegebener Haltezeit des Tauchkolbens unter Druck.

Die bei Vibrationen beobachtete Reibungsverminderung hat für viele Fälle, wo die Hydraulik praktisch angewandt wird, große Bedeutung. Sehr wichtig ist eine Reibungsverminderung insbesondere für Systeme der hydraulischen Automatik, da sie die Empfindlichkeit von Systemen auf Kommandosignale erhöht, und entsprechend nimmt ihre Genauigkeit zu. Unter Berücksichtigung der Vibrationen erscheint es möglich, bei der Planung hydraulischer Systeme für einige Maschinen mit einer konstant arbeitenden Vibrationsquelle (hydraulische Systeme von Flugzeugen u.a.) die Zugkräfte von Elektromagneten, die zur Steuerung von Schaltanlagen und anderen Kommandogeräten bestimmt sind, beträchtlich zu verringern.

Eine wichtige Besonderheit der Arbeitsweise eines Tauchkolbenpaares unter Vibrationen ist die, daß die für das Anfahren erforderliche Kraft, wie es die Versuche zeigten (Abb. 3), nicht von der Dauer der Haltezeit unter Druck abhängt, der unter statischen Bedingungen mit Verlängerung dieser Verweildauer beträchtlich zunimmt. Neben einer beträchtlichen Reibungsverminderung beseitigen die Vibrationen folglich bei gewissen Frequenz- und Amplitudenwerten die Erscheinungen, die mit dem sogenannten Obliterationsvorgang der Kapillarspalte verbunden sind, und verhüten ein Verklemmen des Tauchkolbens, das bei einer Haltezeit unter Flüssigkeitsdruck beobachtet werden kann, wobei der Druck unter statischen Bedingungen dazu führen kann, daß die Kräfte bis zu jener Größe zunehmen, die eine Anwendung der hydraulischen Automatik erschweren oder sogar ausschließen.

Vergleichsweise Versuche an einem serienmäßig hergestellten Normschieber ( $d=11$  mm;  $h=0,004$  mm), der der Genauigkeit nach, mit der die Einzelteile des Tauchkolbenpaares hergestellt wurden, den technischen Forderungen entspricht, zeigten, daß der Beginn des Entlastungseffekts bei niedrigeren Vibrationsfrequenzen und -amplituden eintritt: bei  $f=20$  Hz und  $a \gg 0,03$  mm; bei  $f=20$  Hz und  $a=0,25$  mm erreicht die Anziehungskraft  $P \approx 25$  p; bei  $f=60$  Hz tritt der Beginn des Entlastungseffekts bei  $a \approx 0$  in Erscheinung; der Minimalwert  $P \approx 20$  p wird bei  $f=60$  Hz und  $a < 0,03$  mm erreicht.

In Anbetracht dessen, daß die ungewuchteten Radialkräfte des Flüssigkeitsdrucks auf den Tauchkolben, die seine Reibung bestimmen, mit Ansteigen des zugeführten Drucks zunehmen, von dessen Größe der minimale Beschleunigungswert bei Zylindervibrationen abhängt und bei dem der beobachtbare Entlastungseffekt in Erscheinung zu treten beginnt, hängen die Frequenz- und Amplitudenwerte der Vibrationen, bei denen ein ausreichend sicheres Losreißen (Zentrieren) des Tauchkolbens eintritt und entsprechend eine minimale Anfahrkraft erreicht wird, die der hydrodynamischen Reibung entspricht, ebenfalls vom Druck ab. Wenn unter statischen Bedingungen die Druckerhöhung von einer steilen Zunahme der Anfahrkraft begleitet wird, dann verändert sich dabei unter Vibrationen die Anfahrkraft, wenn der Druck unwesentlich zunimmt (Abb. 4).

(7) Da unter Vibrationen die Stellung des Tauchkolbens annähernd koaxial bleibt, bei der der Gegendruck des Spalts zunimmt (ungefähr um das 2,5-fache als bei maximaler Exzentrizität), erweist sich die Flüssigkeitsleckage unter Vibrationen bedeutend geringer

als bei statischem Betrieb (Abb. 5). Dabei verändert sich die Leckage unter Vibrationen im Verlauf der Verweilzeit des Tauchkolbenpaares unter Druck nicht, obgleich bei statischem Betrieb die Leckage bei ein und demselben Druck und Radialspiel im Verlauf der Verweilzeit infolge der Obliteration des Spiels und seines Verstopfens durch Verunreinigungen abnimmt.

Die Untersuchungen haben ebenfalls gezeigt, daß die stationäre Leckage unter Vibrationen bei anderen gleichen Bedingungen abnimmt, wenn die Amplitude der Schwingungen vergrößert wird (Abb. 6), wobei die Krümmung der Kurve der Leckageabnahme von der Schwingungsfrequenz abhängt, die zunimmt, wenn letztere größer wird. Bei einigen hohen Frequenz- und Amplitudenwerten der Schwingungen stabilisiert sich die Leckage; das beweist, daß der Tauchkolben im Zylinder in diesem Fall eine Stellung einnimmt, die der koaxialen ähnlich ist.

Ein derartiger Einfluß der Schwingungsfrequenz des Schiebers ist neben den oben erwähnten Faktoren teilweise auch dadurch bedingt, daß der vom Spiel ausgehende Widerstand infolge des Trägheitswiderstandes des nichtstationären Flüssigkeitsstroms zunimmt.

Die untersuchte Abhängigkeit der Leckage und ihrer Stabilisierung beobachtet man auch bei höheren Flüssigkeitsdrücken, wobei nur jener Unterschied besteht, daß die Leckage bei diesen Drücken verstärkt auftritt als bei niedrigem Druck; außerdem tritt bei höherem Druck die Leckagestabilisierung bei größeren Amplituden ein.

### A b b i l d u n g e n

#### Abbildung 1.            Original S. 4

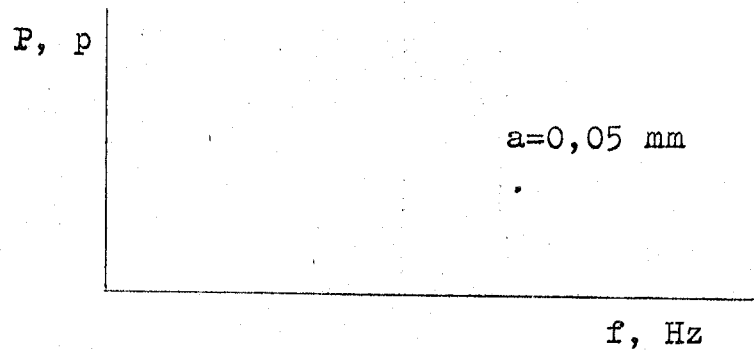
Abb. 1. Skizze zur Montage des Schiebers auf dem Prüfstand in vertikaler Lage:

1 - Prüfstandtisch; 2 - Versuchsschieber; 3 - elastische Verbindung; 4 - Gewichtsmeßanlage; 5 - Außenlager. .

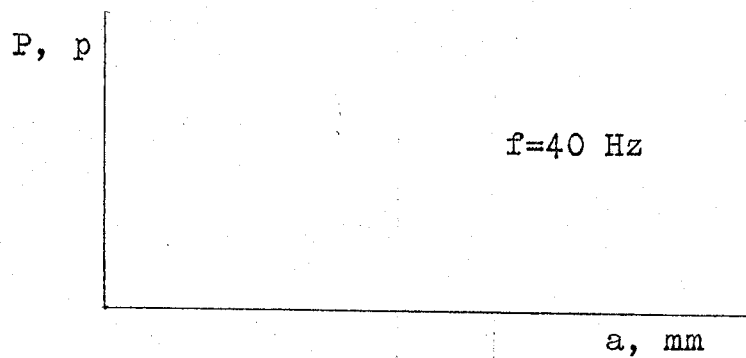


Abbildung 2.

Original S. 5



a)



b)

Abb. 2. Abhängigkeit der Anfahrkraft  $P$  des Tauchkolbens (Flüssigkeitsdruck  $p=70 \text{ kp/cm}^2$ , Radialspiel  $h=0,004 \text{ mm}$ , Haltezeit des Tauchkolbenpaares unter Druck  $t=200 \text{ s}$ ):

a - von der Schwingungsfrequenz  $f$  bei verschiedenen Amplitudenwerten  $a$ ; b - von der Schwingungsamplitude  $a$  bei verschiedenen Werten ihrer Frequenz  $f$ .

Abbildung 3.

Original S. 6, linke Spalte

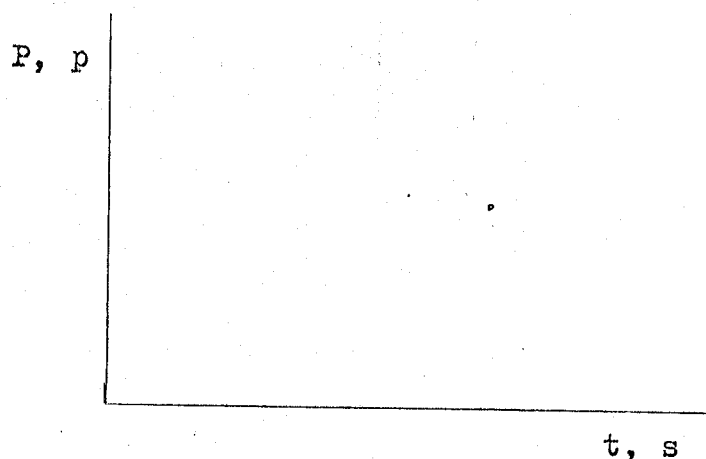


Abb. 3. Abhängigkeit der Anfahrkraft  $P$  des Tauchkolbens von der Haltezeit  $t$  unter Flüssigkeitsdruck ( $p=70 \text{ kp/cm}^2$ ;  $h=0,004 \text{ mm}$ ):

1 - unter statischen Bedingungen; 2 - unter Vibrationen bei  $f=60 \text{ Hz}$ ,  $a=0,3 \text{ mm}$ ; 3 - dasselbe, jedoch bei  $f=80 \text{ Hz}$ ,  $a=0,15 \text{ mm}$ ; 4 - dasselbe, jedoch bei  $f=80 \text{ Hz}$ ,  $a=0,22 \text{ mm}$ .

Abbildung 4.

Original S. 6, rechte Spalte

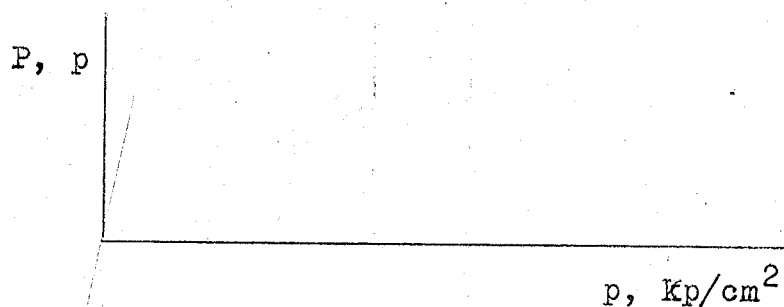


Abb. 4. Abhängigkeit der Anfahrkraft  $P$  des Tauchkolbens vom zugeführten Druck  $p$  ( $d=16 \text{ mm}$ ,  $h=0,004 \text{ mm}$ ,  $t=120 \text{ s}$ ):

1 - unter statischen Bedingungen; 2 - unter Vibrationen bei  $f=80 \text{ Hz}$ ,  $a=0,15 \text{ mm}$ ; 3 - dasselbe, jedoch bei  $f=80 \text{ Hz}$  und  $a=0,22 \text{ mm}$ .

Abbildung 5.

Original S. 7, linke Spalte

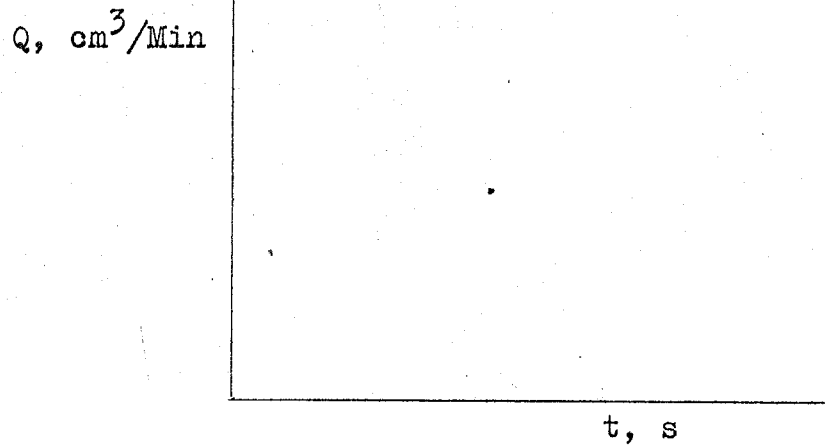


Abb. 5. Abhängigkeit der Flüssigkeitsleckage von der Haltezeit  $t$  des Tauchkolbens unter Druck ( $p=70 \text{ kp/cm}^2$ ;  $h=0,004 \text{ mm}$ ):

1 - unter statischen Bedingungen; 2 - unter Vibrationen bei  $f=80 \text{ Hz}$ ,  $a=0,2 \text{ mm}$ ; 3 - dasselbe, jedoch bei  $f=160 \text{ Hz}$ ,  $a=0,05 \text{ mm}$ ; 4 - dasselbe, jedoch bei  $f=200 \text{ Hz}$ ,  $a=0,03 \text{ mm}$ .

Abbildung 6.

Original S. 7, rechte Spalte

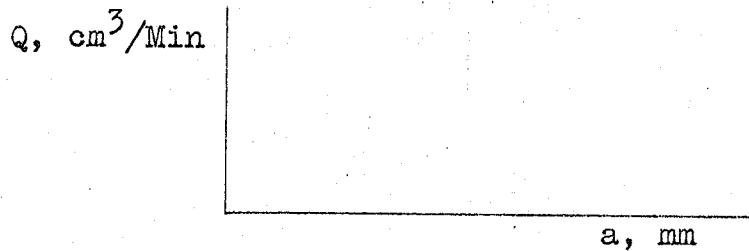


Abb. 6. Abhängigkeit der Flüssigkeitsleckage  $Q$  von der Frequenz  $f$  und der Amplitude  $a$  der Schwingungen ( $p=70 \text{ kp/cm}^2$ ,  $h=0,006 \text{ mm}$ ):

1 - bei  $f=80 \text{ Hz}$ ; 2 - bei  $f=160 \text{ Hz}$ ; 3 - bei  $f=200 \text{ Hz}$ ;  
4 - bei  $f=240 \text{ Hz}$ .

Anmerkungen des Übersetzers

1. Abbildungen im Original wurden nicht in die Übersetzung übernommen. Die Texte der Abbildungen sind an den Übersetzungstext angehängt.
2. Bei Ausdrücken in eckiger Klammer < > handelt es sich um eine Übersetzungsvariante.

Stuttgart, den 15. Oktober 1974

i.A.

*Ottmar Pertschi*

(Ottmar Pertschi)

Dipl.-Übersetzer

# КОНСТРУИРОВАНИЕ, РАСЧЕТ, ИСПЫТАНИЯ И НАДЕЖНОСТЬ МАШИН

УДК 621.891+620.165.29.621.653

## Влияние вибраций на трение и герметичность плунжерных пар гидравлических агрегатов

Д-р техн. наук проф. Т. М. БАШТА и инж. З. К. ХАЙНДРАВА

для хонингования втулок . . .	51
ПРОЕКТ	
и Черпаков шлифоваль . . .	52
— Исследования шлифовальной конструкции	56
Повышение герметичности гидравлических агрегатов	58
Повышение герметичности гидравлических агрегатов	61
Желтухина пересечения при нарезании с проточкой	64
Боднацкий розостойкой	68
способ нарезания	69
и	
— Остаточные амплитуды	71
— Уменьшение стали X12M	73
ПРОЕКТИРОВАНИЕ	
3. — Планирование предприятия	76
рогностические	80
рудоемкости проектируемых	82
ПРОЦЕДУРА	
ПРОЦЕДУРА	
овой Р. Чн. анило го ашинос он-	84
85	
в журнале за 1974 г.	88
51, 75, 81, 91	

Гидравлические агрегаты многих машин работают в условиях постоянной внешней вибрации, обусловленной особенностями конструкции и условиями работы этих машин. Так, в самолетах постоянные вибрации возбуждаются силами, возникающими при работе воздушных винтов и роторов авиадвигателей, в речных и морских судах — работой двигателей и гребных винтов. Измерения интенсивности вибраций в самолетах гражданской авиации показывают, что в зонах, где обычно размещаются гидроагрегаты, частота колебаний  $f$  находится в диапазоне 20—500 Гц с амплитудами  $a=0,01\div 2$  мм; преобладают здесь частоты  $f=40\div 200$  Гц и амплитуды  $a=0,1\div 0,3$  мм.

В связи с большой распространенностью гидросистем, в которых гидроагрегаты работают в условиях вибраций, представляет научный и практический интерес исследование влияния вибраций на характеристики гидроагрегатов и в особенности на трение и герметичность плунжерных пар, фактические данные которых следует учитывать при проектировании гидросистем.

Рассмотрим результаты экспериментов, проведенных с этой целью на четырех опытных стальных плунжерных золотниковых парах (рис. 1) диаметром  $d=16\div 22$  мм, имеющих радиальный зазор  $h=0,004\div 0,01$  мм, и серийных цилиндрических золотниках самолетной гидросистемы с  $d=11$  мм и  $h=0,004$  мм.

При изготовлении опытных плунжерных пар была специально искажена геометрическая форма деталей, благодаря чему эти плунжерные пары имели в статических условиях испытания заведомо завышенные, по сравнению с серийными кондиционными аг-

регатами, трение и усилие страгивания плунжера, нагруженного давлением, особенно после некоторой выдержки его под этим давлением. Эксперименты проводились в основном при давлении  $p=70$  кгс/см<sup>2</sup>, а контрольные измерения — при  $p=120$  кгс/см<sup>2</sup>. Это было обусловлено тем, что при более высоких его значениях наблюдалась деформация стенок цилиндра (толщина стенки 20 мм), изменяющая в благоприятном для трения направлении величину и форму радиального зазора.

В качестве испытательного стенда был использован промышленный электродинамический вибростенд ВЭДС-100А, на вибрирующем горизонтальном столе которого жестко закрепляли в вертикальном или горизонтальном положении корпус испытуемого золотника (см. рис. 1). Плунжер золотника соединяли гибкой связью с чувствительным весоизмерительным устройством пневматического типа, установленным на внешней опоре; ошибка в измерении усилий этим устройством не превышала 1 гс. Испытания проведены на масле АМГ-10 при  $20\pm 2^\circ\text{C}$ ,  $f=20\div 240$  Гц и  $a=0,01\div 2$  мм. Выбранный диапазон частот и амплитуд охватывал интервалы изменения этих параметров, имеющих место в реальных гидросистемах.

Поскольку гидроагрегаты можно монтировать в схемах реальных машин с произвольным расположением оси плунжерной пары относительно направления действия основных гармоник вибраций (направления ускорения), испытания были проведены на стенде как при вертикальном, так и при горизонтальном расположении оси плунжера; кроме того, были проведены контрольные измерения при промежуточных (под углом) положениях оси плунжера относительно на-

*Vestnik Mashinostrojenija - Moskva,*

*54, 1974 (July), No. 7, p. 3-7.*



Рис. 1. Схема установки золотника на испытательном стенде в вертикальном положении: 1 — стол стенда; 2 — испытуемый золотник; 3 — гибкая связь; 4 — весоизмерительное устройство; 5 — внешняя опора

правления действия основной гармоники вибраций стенда.

Эксперименты показали, что при соответствующих условиях, характеризующихся в ос-

новном частотой  $f$ , амплитудой  $a$  колебаний и массой плунжера, вибрации положительно влияют как на трение, так и на герметичность плунжерных пар. Очень важно, что вибрации снижают усилия, требующиеся для страгивания с места плунжеров, находящихся под рабочим давлением  $p$ , причем в определенных условиях (при некоторых высоких значениях  $f$  и  $a$ ) эти усилия снижаются в десятки и сотни раз по сравнению с усилиями, наблюдаемыми в статических условиях испытания.

Механизм положительного влияния вибрации на трение в плунжерной паре обусловлен сложными физическими явлениями; в упрощенной модели его можно свести к принудительным высокочастотным осевым или радиальным микроперемещениям цилиндра золотника, относительно свободно посаженного в нем плунжера, при которых устраняется облитерация зазора и снижается вследствие образования между деталями пары устойчивой разделительной масляной прослойки (пленки) трение покоя скользящей пары.

В том случае, если скользящая пара расположена на вибрирующей машине так, что направление основной гармоники вибраций совпадает с осью плунжера, снижение трения обусловлено осевыми осциллирующими перемещениями вибрирующего цилиндра относительно свободно посаженного в нем плунжера. Поскольку плунжер в такой схеме связан с цилиндром лишь силами трения, обусловленными в основном неуравновешенными радиальными силами давления жидкости в зазоре (допустим, что иные силы отсутствуют), последний, при условии, что силы инерции плунжера при данном ускорении вибрирующего цилиндра превысят силы статического трения, будет перемещаться относительно плунжера, совершающего вследствие гидродинамического тре-

ния осевые колебательные движения в цилиндре с частотой колебания последнего с меньшей амплитудой.

В результате развивающегося при этих носительных перемещениях гидродинамического расклинивающего действия жидкости, которая затягивается в радиальный зазор вибрирующей пары в основном сил трения, масляная прослойка со стороны меньшего зазора будет утолщаться, и плунжер, центрируясь, будет прерывать контакт с поверхностью цилиндра. Известных высоких значений  $f$  и  $a$  плунжер, под действием на него децентрирующих внутренних и внешних сил, потеряет контакт с цилиндром и займет практически соосное с ним положение. Поскольку свод плунжера с цилиндром при вибрирующем перемещении последнего с достаточно высокой частотой будет обусловлена лишь силами жидкостного трения, он будет находиться практически в покое; в этом случае для преодоления сил трения при осевом смещении плунжера с места потребуются ничтожно малое усилие, обусловленное гидродинамическим трением.

В случае если ось плунжера расположена относительно направления основной гармоники вибраций цилиндра под углом  $\theta$  разгружающий эффект обусловлен всплыванием плунжера на масляной прослойке. Схематически при таком расположении плунжерной пары цилиндр при вибрации будет перемещаться в радиальном направлении (вертикально) относительно свободно посаженного в нем плунжера, который при известном ускорении цилиндра будет, вследствие сил инерции, отрываться от его стенок, всплывая, в результате заполнения жидкостью расширяющейся щели, на масляную пленку. Это наступит тогда, когда сила инерции плунжера, перемещающегося в начальном моменте процесса совместно с цилиндром в радиальном направлении, превысит действующие на плунжер внешние и внутренние силы, удерживающие его в контакте со стенкой цилиндра, в результате чего плунжер будет при поперечных вибрирующих перемещениях цилиндра отрываться от его стенок. При этом в расширяющуюся с одной стороны радиальную щель между цилиндром и плунжером жидкость будет засасываться, а из противоположной сужающейся стороны — выдавливаться. Вследствие действия развивающихся при этом сил гидравлического сопротивления и инерционности жидкости в щели плунжер

движения в цилиндре последнего, но

оса при этих от гидродинамиче- ствия жидкости, диальный зазор новном силами сляная прослой- ора будет утол- руюсь, будет те- о цилиндра. При ях  $f$  и  $a$  плун- го децентрирую- щих сил, потеряет лет практически Тоскольку связь и вибрирующих достаточно вы- влена лишь си- он будет нахо- в этом случае ия при осевых га потребуется словное гид-

ера расположе- я основной гар- под углом  $90^\circ$ , ловлен слыш- ной прослойке. расположении при вибрациях альном направ- ельно свободно а, который при а будет, вслед- ст- а от его сте- аполнения жид- и, на масляной и, когда силы ющегося в на- о совместно с ци- авлении, пре- кер внешние и щие его в кон- резу- ате че- ечных вибри- идра отрывать- асширяющую щель ром жидкость тивоположной выдавливаются. ающихся при противления и щели плунжер-

оторвется от цилиндра и зависит на жид- костной прослойке, совершая сложные ко- лебательные движения как вместе с цилин- дром, так и внутри цилиндра в пределах зазора; при повышении частоты колебаний цилиндра амплитуда радиальных колеба- ний плунжера относительно оси цилиндра будет уменьшаться, и плунжер будет стре- миться к соосному с ним положению. При некоторой установившейся поперечной ви- брации цилиндра плунжер станет колебать- ся с некоторой небольшой амплитудой от- носительно его оси, не вступая в контакт с его стенками; давление в радиальном за- зоре между цилиндром и плунжером выравнивается по окружности цилиндра, и уси- лие страгивания плунжера снижается до определяемого лишь жидкостным трением.

Очевидно, что для обеспечения в послед- ней схеме отрыва плунжера от стенки ци- лindra и образования в зазоре между ними устойчивой масляной прослойки, вибрация цилиндра должна происходить с опреде- ленной для данной массы плунжера и дей- ствующих на него сил частотой и ампли- тудой, минимальное значение которых оп- ределяется силами, стремящимися децен- трировать плунжер. К этим силам в первую очередь относятся внутренние неуравнове- шенные радиальные силы давления жидко- сти на плунжер и внешние некомпенсиро- ванные радиальные составляющие усилий пружины и тяг управления, а также вес плунжера и пр.

Эксперименты показали также, что раз- грузжающий эффект наблюдается при лю- бом расположении оси плунжерной пары относительно направления основной гармо- ники вибраций, однако при ее расположе- нии перпендикулярно этому направлению разгрузжающий эффект наступал при боль- ших значениях  $f$  и  $a$ , чем при совпадении с ним. Минимальное значение усилия страги- вания наблюдалось (при прочих равных ус- ловиях) в случае совпадения направления основной гармоники вибраций цилиндра с осью плунжера. В этом случае устраняется также влияние на силы трения веса плун- жера (вес плунжера при таком его распо- ложении учитывали при тарировке измери- тельного прибора). Если амплитуда коле- баний при перпендикулярном к направле- нию вибраций расположении оси золотни- ка превысит величину радиального зазора, плунжер может вступать в мгновенные кон- такты с поверхностью цилиндра, при кото- рых трение между плунжером и цилиндром

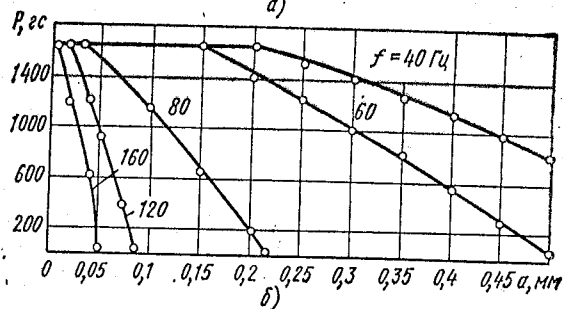
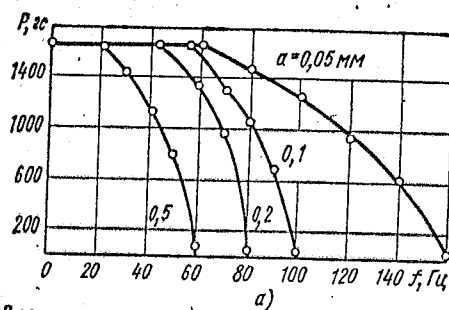


Рис. 2. Зависимости усилия  $P$  страгивания плунжера (давление жидкости  $p = 70$  кгс/см<sup>2</sup>, радиальный зазор  $h = 0,004$  мм, продолжительность пребывания плунжерной пары под давлением  $t = 120$  с): а — от частоты  $f$  колебаний при различных значениях  $a$  амплитуды; б — от амплитуды  $a$  колебаний при различных значениях  $f$  их частоты

потеряет чисто жидкостной характер, что частично скажется на величине трения. Если непосредственного контакта поверхностей при этом и не будет происходить, то в действие вступят в результате происходящих местных сближений дополнительные силы трения, обусловленные молекулярными процессами на границе твердых поверхностей капиллярной щели, при которых трение жидкостной пленки будет определяться в основном не вязкостью жидкости, а ее адсорбционными свойствами.

В наших экспериментах усилие страгивания в вибрационных условиях при всех возможных вариантах установки плунжерной пары не превышало 10—15% его значения при наиболее рациональной (строго соосной к направлению ускорения) установке, что позволяет ограничиться опытными данными.

Зависимости усилия страгивания плунжера от частоты  $f$  и величины амплитуды  $a$  колебаний (рис. 2) показывают, что разгрузка в испытанных плунжерных парах наступала лишь по достижении некоторых значений  $f$  и  $a$ , например при  $f = 20$  Гц и  $a = 0,5$  мм;  $f = 60$  Гц и  $a = 0,05$  мм;  $f = 160$  Гц и  $a = 0,01$  мм и т. д. При меньших их значениях

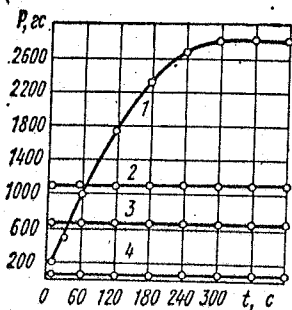


Рис. 3. Зависимость усилия  $P$  страгивания плунжера от длительности  $t$  выдержки его в покое под давлением жидкости ( $p = 70$  кгс/см<sup>2</sup>;  $h = 0,004$  мм):

1 — в статических условиях; 2 — в условиях вибрации при  $f = 60$  Гц,  $a = 0,3$  мм; 3 — то же, но при  $f = 80$  Гц,  $a = 0,15$  мм; 4 — то же, но при  $f = 80$  Гц,  $a = 0,22$  мм

вибрации практически не влияют на трение, и усилия страгивания плунжера соответствуют наблюдаемым при отсутствии вибраций. Следовательно, при малых значениях частот и амплитуд сила инерции плунжера не достигает величины, достаточной для преодоления сил, препятствующих его всплытию (отрыву от стенок цилиндра), и он удерживается в относительном покое прижатым к цилиндру; трение между плунжером и цилиндром в этом случае сохраняется практически таким же, как и в статических условиях при данной выдержке плунжера в покое под давлением.

Наблюдающееся при вибрациях снижение трения имеет важное значение для многих случаев практического применения гидравлики. В частности, снижение трения является очень важным для систем гидроавтоматики, поскольку оно увеличивает чувствительность систем к изменениям командных сигналов и соответственно повышает их точность. С учетом вибраций представляется возможным при проектировании гидросистем ряда машин с постоянно действующим источником вибрации (гидросистем самолетов и др.) значительно уменьшить тяговые усилия электромагнитов, предназначенных для управления распределительными и прочими командными устройствами.

Важной особенностью работы плунжерной пары в условиях вибрации является то, что усилие, требуемое для страгивания плунжера с места, как показали эксперименты (рис. 3), не зависит от длительности пребывания его в покое под давлением, которое в статических условиях значительно повышается с увеличением этой длительности. Следовательно, вибрации, помимо значительного уменьшения трения, устраняют, при некоторых значениях частоты и амплитуды, явления, связанные с так называемым процессом облитерации капиллярных щелей, и предотвращают защемление плунжера, наблюдающееся при пребывании

его в покое под давлением жидкости, которое в статических условиях может привести к росту усилий до величин, затрудняющих или исключающих применение гидроавтоматики.

Сравнительные испытания кондиционного серийного золотника ( $d = 11$  мм;  $h = 0,004$  мм), удовлетворяющего по точности изготовления деталей плунжерной пары техническим требованиям, показали, что начало разгружающего эффекта наступает при более низких частотах и амплитудах вибраций: при  $f = 20$  Гц и  $a \geq 0,03$  мм; при  $f = 20$  Гц и  $a = 0,25$  мм усилие страгивания  $P$  достигает  $\approx 25$  гс; при  $f = 60$  Гц начало эффекта разгрузки проявляется при  $a \approx 0$ ; минимальное значение  $P \approx 20$  гс достигается при  $f = 60$  Гц и  $a < 0,03$  мм.

Ввиду того, что неуравновешенные радиальные силы давления жидкости на плунжер, определяющие его трение, повышаются с ростом подводимого давления, от величины которого зависит минимальное значение ускорения при вибрациях цилиндра и при котором начинает проявляться рассматриваемый разгружающий эффект, значения частоты и амплитуды вибраций, при которых наступает достаточно надежный отрыв (центрирование) плунжера и соответственно достигается минимальное усилие страгивания, соответствующее гидродинамическому трению, также зависят от давления. При этом, если в статических условиях повышение давления сопровождается резким возрастанием усилия страгивания плунжера, то в условиях вибраций усилие страгивания изменяется с повышением давления незначительно (рис. 4).

Поскольку в условиях вибраций положение плунжера в цилиндре становится близ-

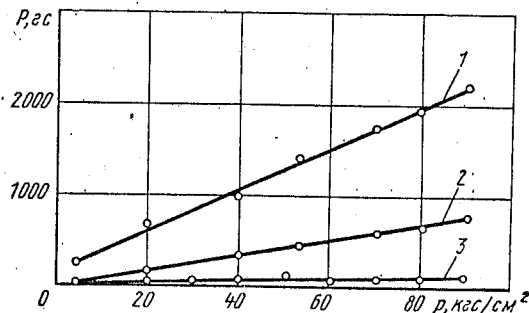


Рис. 4. Зависимость усилия  $P$  страгивания плунжера от подводимого давления  $p$  ( $d = 16$  мм,  $h = 0,004$  мм,  $t = 120$  с): 1 — в статических условиях; 2 — в условиях вибрации при  $f = 80$  Гц,  $a = 0,15$  мм; 3 — то же, но при  $f = 80$  Гц и  $a = 0,22$  мм



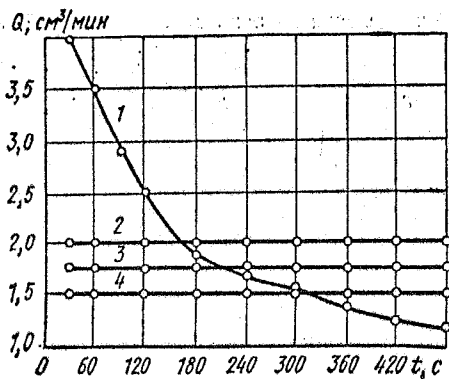


Рис. 5. Зависимость утечек жидкости от длительности  $t$  пребывания плунжерной пары в покое под давлением ( $p=70$  кгс/см<sup>2</sup>;  $h=0,004$  мм):

1 — в статических условиях; 2 — в условиях вибраций при  $f=80$  Гц,  $a=0,2$  мм; 3 — то же, но при  $f=160$  Гц,  $a=0,05$  мм; 4 — то же, но при  $f=200$  Гц,  $a=0,03$  мм

ким к соосному, при котором сопротивление щели повышается (примерно в 2,5 раза больше, чем при максимальном эксцентricитете), утечки жидкости через щель в режиме вибраций оказываются значительно меньшими, чем в статическом режиме (рис. 5). При этом установившиеся утечки в режиме вибраций не изменяются с течением времени пребывания плунжерной пары под давлением, тогда как при работе в статическом режиме утечки при таком же давлении и радиальном зазоре снижаются с течением времени вследствие облитерации щели и закупорки ее загрязнениями.

Испытания также показали, что установившиеся утечки в режиме вибраций снижаются при прочих равных условиях с уве-

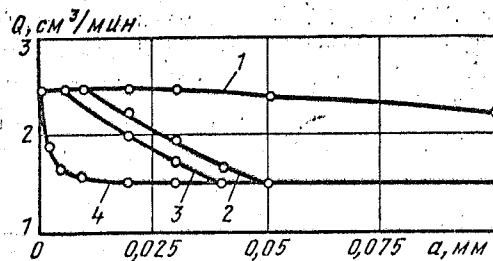


Рис. 6. Зависимость утечек  $Q$  жидкости от частоты  $f$  и амплитуды  $a$  колебаний ( $p=70$  кгс/см<sup>2</sup>,  $h=0,006$  мм):

1 — при  $f=80$  Гц; 2 — при  $f=160$  Гц; 3 — при  $f=200$  Гц; 4 — при  $f=240$  Гц

личением амплитуды колебаний (рис. 6), причем крутизна кривой снижения утечек зависит от частоты колебаний, увеличиваясь с повышением последней. При некоторых высоких значениях частоты и амплитуды вибрации утечки стабилизируются; это свидетельствует о том, что плунжер в цилиндре занимает в этом случае положение, близкое к соосному.

Такое влияние частоты колебаний золотника на утечки обусловлено частично, помимо указанных выше факторов, также повышением сопротивления щели вследствие инерционного сопротивления неустановившегося потока жидкости.

Рассмотренная зависимость утечек и их стабилизация наблюдаются также и при более высоких давлениях жидкости, с тем лишь отличием, что утечки при этих давлениях оказываются более заметными, чем при низком давлении; кроме того, при более высоком давлении стабилизация утечек наступает при больших амплитудах.

УДК 532.5.013.12

## Расчет гидравлических сопротивлений капиллярных трубок при движении сжимаемой жидкости

Д-р техн. наук проф. И. Я. ТОКАРЬ и канд. техн. наук В. П. ЗАПОРОЖЕЦ

Методы расчета гидравлических сопротивлений капиллярных трубок, применяемых в системах автоматического регулирования [1], основаны на решении усеченных уравнений движения, в которых инерционные члены полагаются весьма малыми. Такие решения дают достаточно хорошее совпадение с опытами при весьма малых значениях чисел Рейнольдса. В реальных устройствах имеют место такие скорости сжимаемой жидкости, при которых сохраняется ламинарный режим течения, однако заметными становятся инерционные эффекты, а также могут наступить турбулентные режимы течения. Рассмотрим решение задачи для указанных условий течения. Те-

чение жидкости положим установившимся; в уравнении движения учитываются конвективные ускорения.

С учетом осевой симметрии задачи, малости  $\psi = \frac{R_0}{L}$  (где  $R_0$  и  $L$  — радиус и длина капилляра),

а также при условии  $\psi \ll Re$  уравнения движения и неразрывности сжимаемой жидкости примут вид

$$\left. \begin{aligned} Re \psi \left( w \frac{\partial v}{\partial z} + v \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\partial p}{\partial z} &= \frac{\partial^2 v}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v}{\partial r}; \\ \frac{\partial p}{\partial r} &= 0; \quad \frac{\partial}{\partial r} (\rho r w) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho r v) = 0, \end{aligned} \right\} (1)$$