

P O L S K A A K A D E M I A N A U K
INSTYTUT MASZYN PRZEPIYWOWYCH

PRACE
INSTYTUTU MASZYN
PRZEPIYWOWYCH

TRANSACTIONS
OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

69

WARSZAWA-POZNAŃ 1975
PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE

PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH

poświęcone są publikacjom naukowym z zakresu teorii i badań doświadczalnych w dziedzinie mechaniki i termodynamiki przepływów, ze szczególnym uwzględnieniem problematyki maszyn przepływowych

*

THE TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY

exist for the publication of theoretical and experimental investigations of all aspects of the mechanics and thermodynamics of fluid-flow with special reference to fluid-flow machinery

KOMITET REDAKCYJNY — EXECUTIVE EDITORS
KAZIMIERZ STELLER — REDAKTOR — EDITOR
JERZY KOŁODKO · JÓZEF ŚMIGIELSKI
ANDRZEJ ŻABICKI

REDAKCJA EDITORIAL OFFICE
Instytut Maszyn Przepływowych PAN,
80-952 Gdańsk, skr. pocztowa 621, ul. Gen. Józefa Fiszer 14, tel. 41-12-71

Copyright
by Państwowe Wydawnictwo Naukowe
Warszawa 1975

Printed in Poland

PAŃSTWOWE WYDAWNICTWO NAUKOWE — ODDZIAŁ W POZNANIU

Nakład 380 + 90 egz.	Oddano do składania 7 III 1975 r.
Ark. wyd. 14,75 Ark. druk. 11,5	Podpisano do druku 2 XII 1975 r.
Papier druk sat. kl. V, 62 g 70 × 100 cm.	Druk ukończono w grudniu 1975 r.
Nr zam. 259/91.	R - 15/876. Cena zł 45, —

DRUKARNIA UNIwersytetu IM. A. MICKIEWICZA W POZNANIU

ZYGMUNT KLIMACKI, MARIAN KOZŁOWSKI

Gdańsk

Teoretyczne i eksperymentalne badania wstępne dynamiki hydraulicznego układu dysza—podatna przesłona*

W pracy przedstawiono model dynamiczny hydraulicznego układu dysza—podatna przesłona. Zamieszczono ponadto rezultaty badań teoretycznych i eksperymentalnych oraz dokonano ich konfrontacji.

Wykaz oznaczeń

$A_1, A_2, \left. \begin{matrix} A_3, \dots \end{matrix} \right\}$	— stałe transmitancji całego układu; wyrażone wzorami (45) ÷ (50),	V_1, V_2	— objętość komór pod i nad tłokiem suwaka (łącznie z należącymi do nich kanałami),
$A_{S1}, A_{S2}, \dots$	— stałe transmitancji suwaka; (31) ÷ (34),	a_s, a_p	— współczynnik proporcjonalności między siłą tarcia lepkiego a prędkością suwaka i przesłony,
$A_{x1}, A_{y1}, \left. \begin{matrix} A_{y2}, \dots \end{matrix} \right\}$	— stałe transmitancji oddziaływania wstecznego dyszy na przesłonę; (39) ÷ (43),	c	— sztywność (sprężyny) przesłony,
A_{P1}, A_{P2}	— stałe transmitancji przesłony; (36), (37),	d_D	— średnica otworu dyszy,
B	— moduł sprężystości objętościowej czynnika (oleju),	f_1, f_2	— powierzchnia przekroju otworu zwężki (oporu hydraulicznego),
C_1	— stała transmitancji suwaka; (30),	$f_D = \frac{1}{4} \pi \cdot d_D^2$	— powierzchnia przekroju otworu dyszy,
F_1, F_2	— powierzchnie czynne tłoka suwaka,	$f_x = \pi \cdot d_D \cdot x$	— powierzchnia szczeliny między dyszą i przesłoną,
K_x	— współczynnik wzmocnienia transmitancji wstecznego oddziaływania dyszy,	m_s, m_p	— masa suwaka i przesłony,
L_D	— zredukowana długość otworu dyszy; (22),	p_I, p_{II}	— ciśnienie początkowe i końcowe,
R	— siła działająca na przesłonę (działanie wsteczne dyszy); (4),	p_1, p_2	— ciśnienie pod i nad tłokiem suwaka,
S	— siła obciążenia zewnętrznego suwaka (rys. 1a),	r_p	— współczynnik proporcjonalności przyrostu siły ΔR działającej na przesłonę i przyrostu ciśnienia przed dyszą Δp_2 ; (28),
$Q_1, Q_2, \left. \begin{matrix} Q_x \end{matrix} \right\}$	— objętościowe natężenie przepływu przez zwężki f_1 i f_2 oraz przez szczelinę między dyszą i przesłoną; (1) ÷ (3),	r_x	— współczynnik proporcjonalności przyrostu siły ΔR działającej na przesłonę i przyrostu otwarcia

* Praca wykonana w ramach problemu resortowego PAN-19, grupa tematyczna 6.

Δx szczeliny między dyszą i przesłoną; (27),	w — przemieszczenie zaczepu sprężyny przesłony, symulujące wejściowy sygnał przesłony,
r — przemieszczenie przesłony,	$\alpha_1, \alpha_2, \left. \begin{matrix} \alpha_x, \alpha_D \end{matrix} \right\}$ — współczynniki wypływu dla zwężek f_1 i f_2 , szczeliny x oraz dla otworu dyszy,
s — operator Laplace'a,	ζ_D — współczynnik strat ciśnienia dla dyszy,
$\left. \begin{matrix} q_1, q_2, \\ q_3 \end{matrix} \right\}$ — współczynnik proporcjonalności między przyrostem objętościowego natężenia przepływu i przyrostem spadku ciśnienia dla zwężek f_1 i f_2 oraz dla szczeliny x ; (23) ÷ (25),	ρ — gęstość czynnika (cieczy hydraulicznej),
q_x — współczynnik proporcjonalności przyrostu objętościowego natężenia przepływu przez szczelinę x i przyrostem szczeliny; (26),	$\varphi = (\alpha_2 \cdot f_2) / (\alpha_1 \cdot f_1)$ — stosunek efektywnych przekrojów zwężek,
t — czas,	$\Phi = F_1 / F_2$ — stosunek czynnych powierzchni tłoka suwaka,
x — otwarcie szczeliny między dyszą i przesłoną,	ψ — współczynnik rozkładu ciśnienia statycznego na przesłonie,
y — przemieszczenie suwaka,	0 — jako indeks dolny dotyczy stanu ustalonego lub wartości pochodnej cząstkowej dla stanu $t=0^-$.

1. Wprowadzenie

W Zakładzie Regulacji i Automatyki Instytutu Maszyn Przepływowych PAN od dłuższego już czasu prowadzi się, między innymi, badania teoretyczne i eksperymentalne nad hydraulicznym układem „dysza–przesłona” (rys. 1a) [1 ÷ 6]. W dostępnej literaturze można znaleźć prace dotyczące badań teoretycznych i doświadczalnych układu „dysza–przesłona”, ale dotyczą one przede wszystkim stanów ustalonych (statyki) układu [7 ÷ 16]. W prowadzonych w Zakładzie Regulacji i Automatyki badaniach tego układu szczególną uwagę poświęca się zagadnieniu oddziaływania wstecznego dyszy na podatną przesłonę zarówno w stanach ustalonych (statyka), jak i nieustalonych (dynamika) układu. Ilościowa znajomość tego zjawiska jest niezbędna dla określenia korzystnych parametrów konstrukcyjnych zespołu „dysza–podatna przesłona” z punktu widzenia dokładności statycznej i dynamicznej oraz dla prawidłowego określenia wartości współczynnika wzmocnienia mocy dla wzmacniacza hydraulicznego, w którym członem wejściowym jest „dysza–podatna przesłona”.

Układ „dysza–przesłona” jest szeroko stosowany w pierwszych stopniach wzmacniaczy hydraulicznych, a szczególnie w przetwornikach elektrohydraulicznych. Te ostatnie znajdują również zastosowanie w nowoczesnych, elektrohydraulicznych regulatorach turbin parowych dużej mocy. Przykładowo układ „dysza–przesłona” stosowany jest w regulatorach prędkości obrotowej turbin parowych krajowej produkcji („Zamech”) mocy 50 MW (TK50) i mocy 200 MW (TK200, TK215). Firma LMZ (Leningrad), niezależnie od stosowania tego typu regulatorów z układem „dysza–przesłona” w dotychczas produkowanych turbinach, przewiduje stosowanie takiego układu również w nowych regulatorach dla turbin mocy do 1200 MW [17]. Również przetwornik elektrohydrauliczny firmy LMZ przewidziany dla elektrohydraulicznego regulatora turbiny, oparty

jest na układzie „dysza–przesłona” [18]. Przetworniki elektrohydrauliczne z układem „przesłona–dysza” stosują w elektrohydraulicznych regulatorach turbin również firmy Brown–Boveri i Westinghouse. Układy „dysza–przesłona” stosowane są szeroko w zminiaturyzowanych przetwornikach elektrohydraulicznych [16] znajdujących zastosowanie w lotnictwie, przemyśle itp.

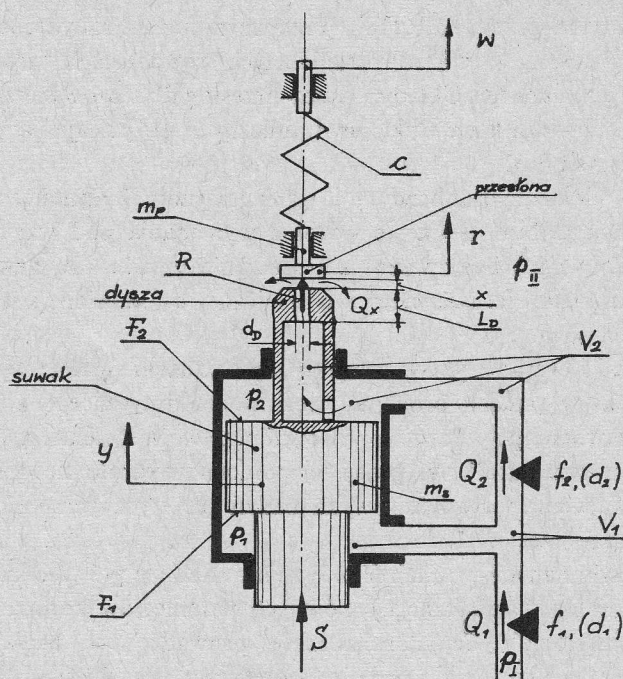
Przetwornikom elektrohydraulicznym i wzmacniaczom hydraulicznym stosowanym w układach regulacji turbin stawia się wysokie wymagania pod względem statycznym i dynamicznym. Z uwagi na tak ważne zastosowanie układu „dysza–przesłona” i wysokie wymagania dokładności statycznej i dynamicznej uzasadnione jest prowadzenie badań nad tym problemem.

Zakład Regulacji i Automatyki w związku z prowadzeniem prac wykonywanych dla Instytutu Energetyki w ramach problemu węzłowego, dotyczącego automatyzacji krajowego systemu elektroenergetycznego, opracował przetwornik elektrohydrauliczny oparty na układzie „dysza–przesłona”. W pracy tej pomocne okazało się doświadczenie zdobyte podczas prowadzenia dotychczasowych badań teoretycznych i eksperymentalnych nad układem „dysza–przesłona”.

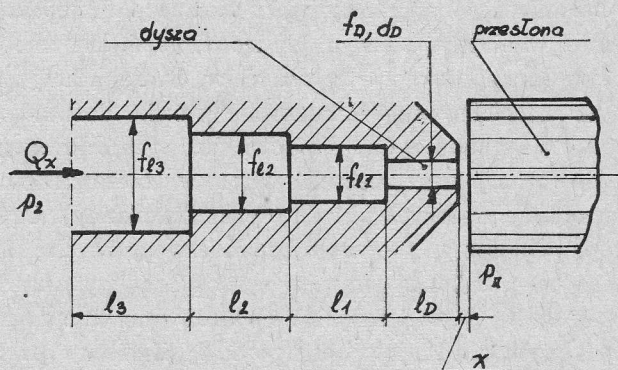
We wcześniej wykonanych pracach [1 ÷ 6] zajmowano się głównie statyką i optymalizacją (minimalizacją błędu statycznego) głównych parametrów konstrukcyjnych układu „dysza–podatna przesłona”. Tematem obecnie prowadzonych badań jest dynamika układu „dysza–podatna przesłona”. Analizę teoretyczną stanów nieustalonych przeprowadzono we wcześniejszym opracowaniu [2], ale tam nie uwzględniono sprężystości cieczy hydraulicznej (oleju) oraz sił masowych strumienia cieczy w kanale dyszy. Szczególna uwaga zwrócona zostanie na wypadkowy efekt ujemnego tłumienia ruchu przesłony, spowodowany oddziaływaniem wstecznym dyszy. Opracowano model matematyczny układu, uwzględniający dodatkowo sprężystość cieczy hydraulicznej i siły masowe strumienia w dyszy oraz zaprojektowano i zbudowano stoisko doświadczalne do pomiaru charakterystyk częstotliwościowych (amplitudowo-fazowych). Przeprowadzono również wstępne badania teoretyczne i eksperymentalne w celu oszacowania ilościowego zachodzących zjawisk w stanach nieustalonych układu (dynamika układu). Uzyskane wyniki posłużą do opracowania pełniejszego programu badań (teoretycznych i eksperymentalnych) dynamiki układu „dysza–przesłona” oraz na bieżąco będą wykorzystywane w pracach projektowych i wdrożeniowych, związanych z elektrohydraulicznym regulatorem turbin dużej mocy, prowadzonych dla krajowej energetyki i „Zamechu” w Elblągu.

2. Model matematyczny układu

Schemat modelu fizycznego badanego układu przedstawiono na rys. 1a. Sygnałem wejściowym jest tutaj przemieszczenie w , a wyjściowym — przemieszczenie y . W rzeczywistym układzie przesłony sygnałem wejściowym jest siła działająca na przesłonę. Zilustrowano to we wcześniejszych opracowaniach [1, 3]. Rzeczywisty układ przesłony przetransformowano do postaci rys. 1a, gdzie przemieszczenie w symuluje rzeczywisty sygnał wejściowy przesłony (omówiono to bliżej w [1, 3]). Taki model fizyczny jest wygodny do analizy teoretycznej, a szczególnie do badań eksperymentalnych.



Rys. 1a. Schemat ideowy (model fizyczny) wzmacniacza hydraulicznego z układem dysza – podatna przesłona



Rys. 1b. Model kanału dyszy

Model matematyczny badanego układu zostanie zbudowany przy założeniach:

- stałość ciśnienia początkowego p_I oraz ciśnienia końcowego p_{II} ($p_I = \text{const}$, $p_{II} = \text{const}$),
- siły reakcji dyszy na suwak są pomijalne w porównaniu z pozostałymi siłami działającymi na suwak (powierzchnie $F_2 \gg f_D$),
- obciążenie zewnętrzne suwaka S jest pomijalne w porównaniu z siłami przestawiającymi suwak ($S=0$),
- stałość współczynników wypływu α_1 i α_2 dla zwężek (oporów hydraulicznych) f_1 i f_2 ($\alpha_1 = \text{const}$, $\alpha_2 = \text{const}$),

e) stałość współczynnika wypływu α_x przez szczelinę między dyszą i przesłoną – pomijalność wpływu dławienia przepływu przez otwór dyszy na współczynnik wypływu α_x ($f_D \gg f_x \Rightarrow \alpha_x = \text{const}$),

f) pomijalność zmiany gęstości czynnika (cieczy hydraulicznej) wynikającej z jego ściśliwości ($\rho = \text{const}$),

g) wszystkie elementy składowe traktowano jako układy o stałych skupionych.

Założenie punktu *b* uzasadnione zostało w opracowaniu [1, s. 27 - 29], natomiast założenia punktów *d* i *e* oparto na wynikach badań eksperymentalnych podanych odpowiednio w opracowaniach [6, s. 119] i [4, s. 33, wz. 75 - 80].

Objętościowe natężenia przepływu w układzie opisują równania:

$$Q_1 = \alpha_1 f_1 \sqrt{(2/\rho)(p_1 - p_1)}, \quad (1)$$

$$Q_2 = \alpha_2 f_2 \sqrt{(2/\rho)(p_1 - p_2)}, \quad (2)$$

$$Q_{x3} = \alpha_x f_x \sqrt{(2/\rho)(p_2 - p_{II})}. \quad (3)$$

Siła działająca na przesłonę, pochodząca od działania wstecznego dyszy, określona jest zależnością (wg opracowania [1] lub [3] przy przyjętych założeniach upraszczających ($f_D \gg f_x$):

$$R = \left[1 + \left(\frac{2\alpha_D}{\Psi \sqrt{\zeta_D}} - 1 \right) \left(\frac{\alpha_x f_x}{\alpha_D f_D} \right)^2 \right] \Psi f_D (p_2 - p_{II}). \quad (4)$$

W stanach ustalonych, ciśnienia odniesione p_1 i p_2 oraz otwarcie szczeliny x wynoszą (przy zachowaniu przyjętych założeń upraszczających) – według [1] lub [3]:

$$\frac{p_{10} - p_{II}}{p_1 - p_{II}} = \frac{1}{1 + (1 - \Phi) \varphi^2}, \quad (5)$$

$$\frac{p_{20} - p_{II}}{p_1 - p_{II}} = \frac{\Phi}{1 + (1 - \Phi) \varphi^2}, \quad (6)$$

$$x_0 = \frac{\alpha_2 f_2}{\alpha_x \pi d_D} \sqrt{\frac{1 - \Phi}{\Phi}}. \quad (7)$$

We wzorach (1)÷(7) oznaczono:

$$f_x = \pi d_D x, \quad (8)$$

$$f_D = \frac{1}{4} \pi d_D^2, \quad (9)$$

$$\Phi = \frac{F_1}{F_2}, \quad (10)$$

$$\varphi = \frac{\alpha_2 f_2}{\alpha_1 f_1}. \quad (11)$$

Dla modelu układu (wg rys. 1a), zgodnie z przyjętymi oznaczeniami i założeniami, obowiązują następujące równania dla stanów nieustalonych:

– równania ciągłości przepływu

$$\Delta Q_1 = \Delta Q_2 + F_1 \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{B} \frac{dp_1}{dt}, \quad (12)$$

$$\Delta Q_2 + F_2 \frac{dy}{dt} = \Delta Q_x + \frac{V_2}{B} \frac{dp_2}{dt}, \quad (13)$$

gdzie B – moduł sprężystości objętościowej cieczy hydraulicznej;

– równanie równowagi sił suwaka (przy założeniu $b: R=0$)

$$F_1 \Delta p_1 - F_2 \Delta p_2 - m_s \frac{d^2 y}{dt^2} - a_s \frac{dy}{dt} = 0; \quad (14)$$

– równanie równowagi sił działających na przesłone

$$\Delta wc + \Delta R - c \Delta r - \rho L_D \frac{dQ_x}{dt} - a_s \frac{dr}{dt} - m_p \frac{d^2 r}{dt^2} = 0; \quad (15)$$

– równanie przemieszczeń

$$\Delta r = \Delta y + \Delta x; \quad (16)$$

– przyrosty objętościowego natężenia przepływu czynnika roboczego (cieczy hydraulicznej)

$$\Delta Q_1 = -q_1 \Delta p_1, \quad (17)$$

$$\Delta Q_2 = q_2 \Delta p_1 - q_2 \Delta p_2, \quad (18)$$

$$\Delta Q_x = q_3 \Delta p_2 + q_x \Delta x; \quad (19)$$

– przyrost siły działającej na przesłone

$$\Delta R = r_p \Delta p_2 + r_x \Delta x, \quad (20)$$

– siła bezwładności masowej strumienia w kanale dyszy

$$\rho L_D \frac{dQ_x}{dt} = \rho L_D q_3 \frac{dp_2}{dt} + \rho L_D q_x \frac{dx}{dt}, \quad (21)$$

gdzie L_D – zredukowana długość kanału dyszy (rys. 1b)

$$L_D = l_D + \frac{f_D}{f_{i1}} l_1 + \frac{f_D}{f_{i2}} l_2 + \frac{f_D}{f_{i3}} l_3 + \dots \quad (22)$$

W równaniach (17)–(21) symbolami q_1, q_2, q_3, q_x, r_p oraz r_x oznaczono odpowiednie pochodne cząstkowe funkcji (1), (2), (3) i (4) dla stanu przed zakłóceniem ($t=0^-$):

$$q_1 = - \left(\frac{\partial Q_1}{\partial p_1} \right)_0 = \frac{1}{\varphi^2} q_2, \quad (23)$$

$$q_2 = \left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_1} \right)_0 = - \left(\frac{\partial Q_2}{\partial p_2} \right)_0 = \alpha_2 f_2 \sqrt{\frac{1 + (1 - \Phi) \varphi^2}{2\rho(1 - \Phi)(p_1 - p_{II})}}, \quad (24)$$

$$q_3 = \left(\frac{\partial Q_x}{\partial p_2} \right)_0 = \frac{1 - \Phi}{\Phi} q_2, \quad (25)$$

$$q_x = \left(\frac{\partial Q_x}{\partial x} \right)_0 = \alpha_x \pi d_D \sqrt{\frac{2\Phi(p_I - p_{II})}{\rho[1 + (1 - \Phi)\varphi^2]}}, \quad (26)$$

$$r_x = \left(\frac{\partial R}{\partial x} \right)_0 = 8\Psi \frac{\alpha_x \alpha_2 f_2}{\alpha_D^2 d_D} \left(\frac{2\alpha_D}{\Psi \sqrt{\zeta_D}} - 1 \right) \frac{(p_I - p_{II}) \sqrt{(1 - \Phi)\Phi}}{1 + (1 - \Phi)\varphi^2}, \quad (27)$$

$$r_p = \left(\frac{\partial R}{\partial p_2} \right)_0 = \left[1 + \left(\frac{2\alpha_D}{\Psi \sqrt{\zeta_D}} - 1 \right) \left(\frac{\alpha_2 f_2}{\alpha_D f_D} \right)^2 \frac{(1 - \Phi)}{\Phi} \right] \Psi f_D \approx f_D. \quad (28)$$

Rozwiązując układ równań (12), (13) i (14) względem y oraz x otrzymuje się, po uporządkowaniu i przejściu do postaci operatorowej, równanie dla suwaka

$$(A_{S1}s + A_{S2}s^2 + A_{S3}s^3 + A_{S4}s^4)\Delta y = (1 + C_1s)\Delta x, \quad (29)$$

gdzie stałe równania:

$$C_1 = \frac{V_1 \varphi^2}{B[1 + (1 - \Phi)\varphi^2]q_2}, \quad (30)$$

$$A_{S1} = \frac{1}{q_x} \left(F_2 + \frac{q_2}{\Phi F_2} a_S \right), \quad (31)$$

$$A_{S2} = \frac{q_2 m_S}{q_x \Phi F_2} + \frac{\varphi^2}{[1 + (1 - \Phi)\varphi^2]q_2 q_x B} \left\{ V_1 \left(F_2 + \frac{q_2}{\Phi F_2} a_S \right) + \right. \\ \left. + V_2 \left[\Phi^2 F_2 + \frac{\varphi^2 a_S}{(1 + \varphi^2)F_2 q_2} \right] \right\}, \quad (32)$$

$$A_{S3} = \frac{\varphi^2}{[1 + (1 - \Phi)\varphi^2]F_2 q_2 q_x B} \left\{ \frac{1}{\Phi} V_1 q_2 m_S + \right. \\ \left. + V_2 \left[\frac{V_1}{B} a_S + \frac{(\varphi^2 + 1)m_S q_2}{\varphi^2} \right] \right\}, \quad (33)$$

$$A_{S4} = \frac{V_1 V_2 m_S \varphi^2}{[1 + (1 - \Phi)\varphi^2]F_2 q_2 q_x B^2}. \quad (34)$$

Po wyrugowaniu Δp_2 z równania (15), a następnie po uporządkowaniu i przejściu do postaci operatorowej, otrzymuje się równanie:

$$(1 + A_{P1}s + A_{P2}s^2)\Delta r = \Delta w + (K_x - A_{x1}s)\Delta x + \\ + \left(\frac{-A_{y1}s - A_{y2}s^2 - A_{y3}s^3 + A_{y4}s^4}{1 + C_1s} \right) \Delta y, \quad (35)$$

gdzie

– stałe transmitancji dla przesłony

$$A_{P1} = \frac{a_P}{c}, \quad (36)$$

$$A_{P2} = \frac{m_P}{c}, \quad (37)$$

– stałe transmitancji oddziaływania wstecznego dyszy

$$K_x = \frac{r_x}{c}, \quad (38)$$

$$A_{x1} = \frac{\rho L_D q_x}{c}, \quad (39)$$

$$A_{y1} = \frac{r_p (1 + \varphi^2)}{c [1 + (1 - \Phi) \varphi^2]} \left[\frac{\varphi^2 \Phi^2 F_2}{(1 + \varphi^2) q_2} + \frac{a_s}{F_2} \right], \quad (40)$$

$$A_{y2} = \frac{(1 + \varphi^2)}{c [1 + (1 - \Phi) \varphi^2]} \left\{ \left[\frac{V_1 \varphi^2 a_s}{(1 + \varphi^2) q_2 B} + m_s \right] \frac{r_p}{F_2} + \right. \\ \left. - \rho L_D q_2 \frac{1 - \Phi}{\Phi} \left[\frac{\varphi^2 \Phi^2 F_2}{(1 + \varphi^2) q_2} + \frac{a_s}{F_2} \right] \right\}, \quad (41)$$

$$A_{y3} = \frac{(1 + \varphi^2)}{c [1 + (1 - \Phi) \varphi^2] F_2} \left\{ \frac{V_1 \varphi^2 m_s r_p}{(1 + \varphi^2) q_2 B} + \right. \\ \left. - \rho L_D q_2 \frac{(1 - \Phi)}{\Phi} \left[\frac{V_1 \varphi^2 a_s}{(1 + \varphi^2) q_2 B} + m_s \right] \right\}, \quad (42)$$

$$A_{y4} = \rho L_D q_2 \frac{(1 - \Phi) V_1 \varphi^2 m_s}{\Phi c [1 + (1 - \Phi) \varphi^2] q_2 F_2 B}. \quad (43)$$

Na podstawie układu równań (16), (29) i (35) zbudowano schemat blokowy (model matematyczny) całego układu (rys. 2). Wypadkowa transmitancja układu jest

$$\frac{\Delta y(s)}{\Delta w(s)} = \frac{1 + C_1 s}{1 + A_1 s + A_2 s^2 + A_3 s^3 + A_4 s^4 + A_5 s^5 + A_6 s^6}, \quad (44)$$

gdzie stałe transmitancji

$$A_1 = (1 - K_x) A_{S1} + A_{P1} + A_{y1} + C_1, \quad (45)$$

$$A_2 = (A_{P1} + A_{x1}) A_{S1} + (1 - K_x) A_{S2} + A_{P2} + A_{y2} + A_{P1} C_1, \quad (46)$$

$$A_3 = A_{S1} A_{P1} + (A_{P1} + A_{x1}) A_{S2} + A_{y3} + (1 - K_x) A_{S3} + A_{P2} C_1, \quad (47)$$

$$A_4 = A_{P2} A_{S2} + (A_{P1} + A_{x1}) A_{S3} + (1 - K_x) A_{S4} - A_{y4}, \quad (48)$$

$$A_5 = (A_{P1} + A_{x1}) A_{S4} + A_{P2} A_{S3}, \quad (49)$$

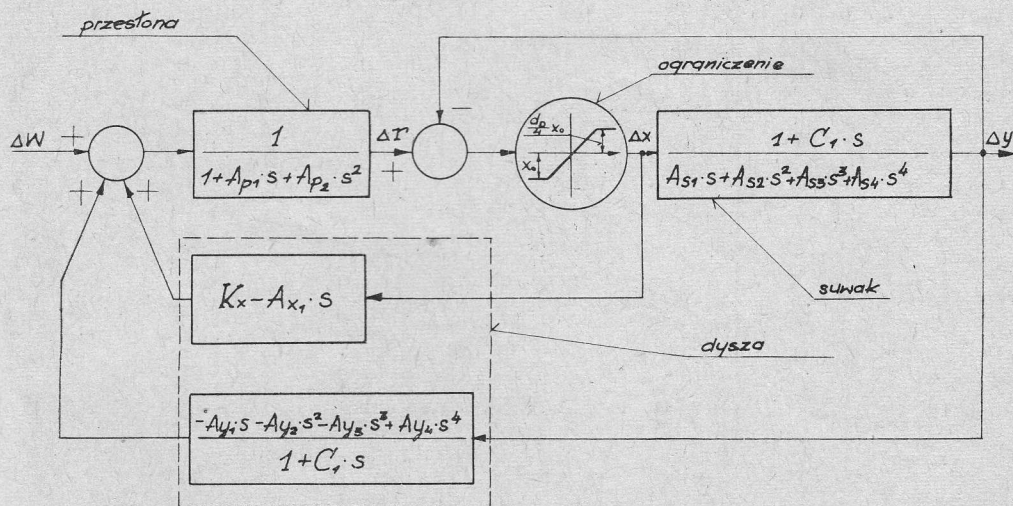
$$A_6 = A_{P2} A_{S4}. \quad (50)$$

Transmitancja toru: sygnał wejściowy–otwarcie szczeliny będzie

$$\frac{\Delta x(s)}{\Delta w(s)} = \frac{A_{S1}s + A_{S2}s^2 + A_{S3}s^3 + A_{S4}s^4}{1 + A_1s + A_2s^2 + A_3s^3 + A_4s^4 + A_5s^5 + A_6s^6}. \quad (51)$$

Jak widać na schemacie blokowym (rys. 2), oddziaływanie wsteczne dyszy na przesłonę ma charakter sprzężenia zwrotnego sygnału przemieszczenia suwaka Δy i sygnału zmiany otwarcia szczeliny Δx na węzeł sumujący na wejściu przesłony. Znak sprzężenia zwrotnego może się zmieniać, zależnie od zakresu częstotliwości. Efektem tego sprzężenia zwrotnego jest zjawisko tłumienia ruchu przesłony (dodatnie bądź ujemne).

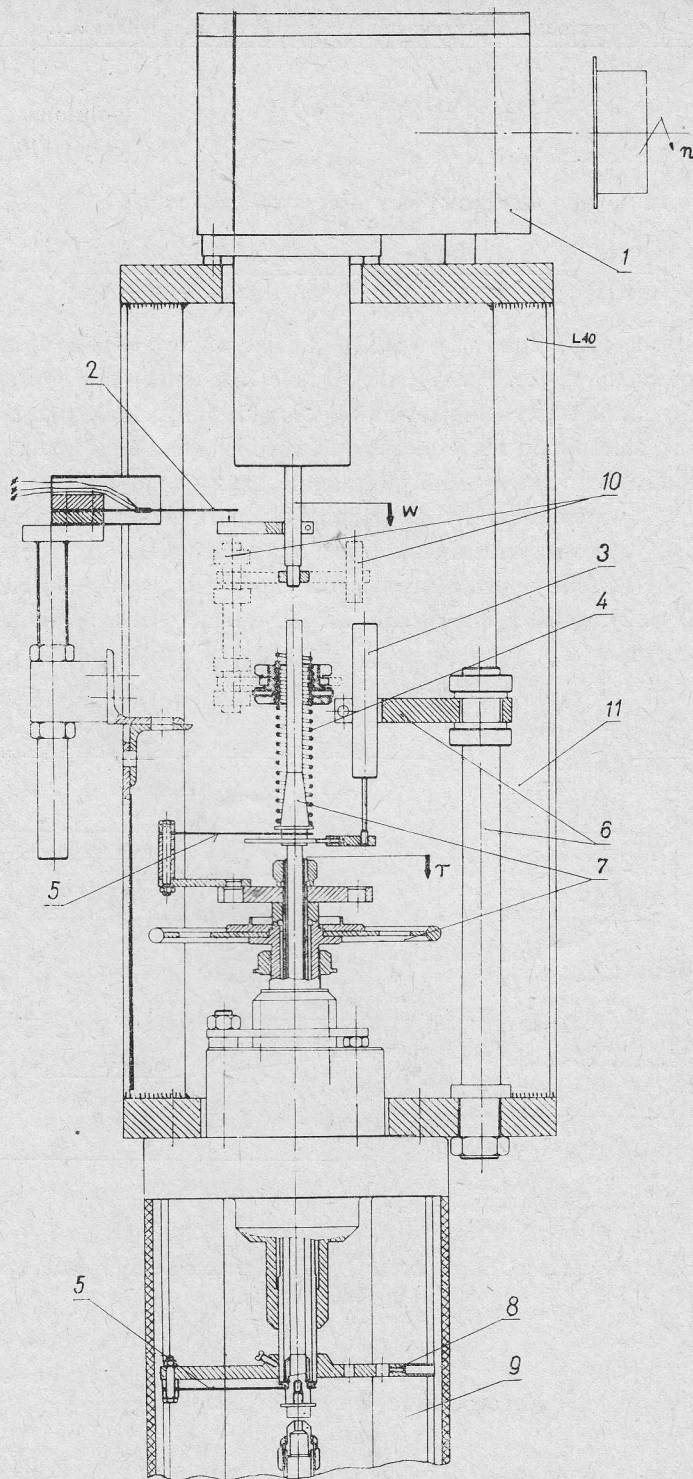
Sygnał zmiany otwarcia szczeliny Δx wchodzący na układ suwaka posiada ograniczenia od dołu i od góry. Ograniczeniem od dołu jest oparcie się przesłony na dyszy ($\Delta x_{gd} \approx x_0$), a od góry otwarcie szczeliny poza zakres sterowalności ($\Delta x_{gg} \approx \frac{1}{4}d_D - x_0$). Przyjęty model matematyczny (rys. 2) ograniczenia sygnału Δx nie oddaje wiernie ograniczenia od dołu w modelu fizycznym.



Rys. 2. Schemat blokowy (model matematyczny) układu wzmacniacza hydraulicznego z układem dysza – podatna przesłona

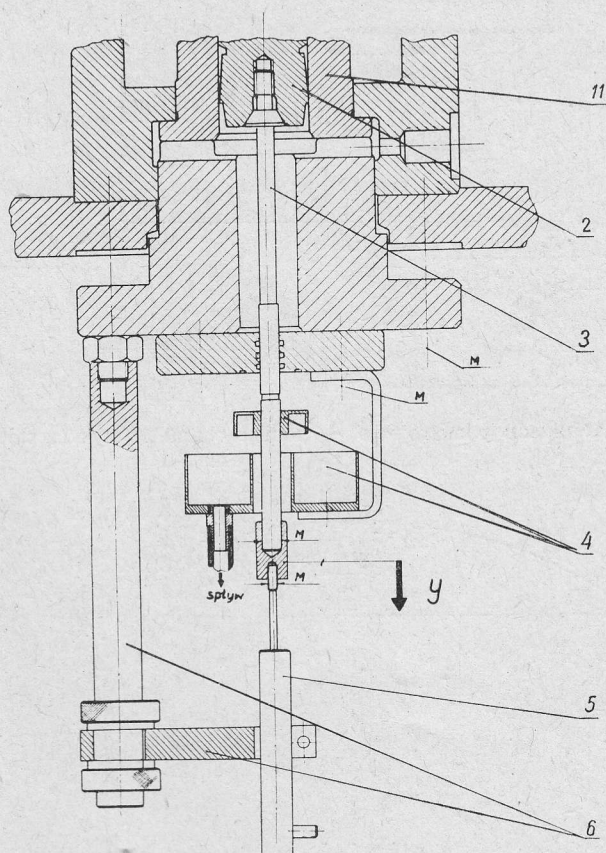
3. Koncepcja stoiska eksperymentalnego

Stoisko badawcze układu dysza – przesłona skonstruowane w Zakładzie Regulacji i Automatyki Maszyn IMP PAN, służące do przeprowadzania pomiarów optymalizacyjnych charakterystyk statycznych [6] poddano rozbudowie (rys. 3). Mianowicie, umożliwiono przeprowadzanie pomiarów dynamiki układu wzmacniacza hydraulicznego.



Rys. 3a. Konstrukcja stoiska do badań dynamiki układu dysza—podatna przesłona (układ generowania sygnału wejściowego i rejestracji ruchu przesłony)

1 — generator harmoniczny, 2 — beleczka z dwoma czynnymi tensometrami, 3 — czujnik indukcyjny IWT 302, 4 — sprężyna śrubowa, 5 — sprężyna płaska, 6 — urządzenie mocujące czujnik indukcyjny, 7 — trzpień przesłony, 8 — przesłona, 9 — dysza, 10 — układ przenoszący drgania generatora, 11 — kolumna



Rys. 3b. Konstrukcja stoiska do badań dynamiki układu dysza – podatna przesłona (układ rejestracji ruchu suwaka)

– korpus suwaka nadążnego, 2 – suwak nadążny, 3 – trzpień suwaka nadążnego, 4 – układ odprowadzający przecieki, 5 – czujnik indukcyjny IWT 302, 6 – urządzenie mocujące czujnik indukcyjny

Zasadnicze zespoły wzmacniacza szczegółowo opisano w pracy [6]. Istotnymi z punktu widzenia przeprowadzonych badań są:

a) zespół przesłony (rys. 3a)

– przesłona (8) wraz z trzpieniem (7), ustalonym poprzecznie dwoma płaskimi sprężynami (5),

– sprężyna śrubowa (4) z urządzeniem umożliwiającym zmianę jej sztywności (nadaająca jej podatność),

b) zespół suwaka (rys. 3a i b)

– suwak (2),

– dysza (9),

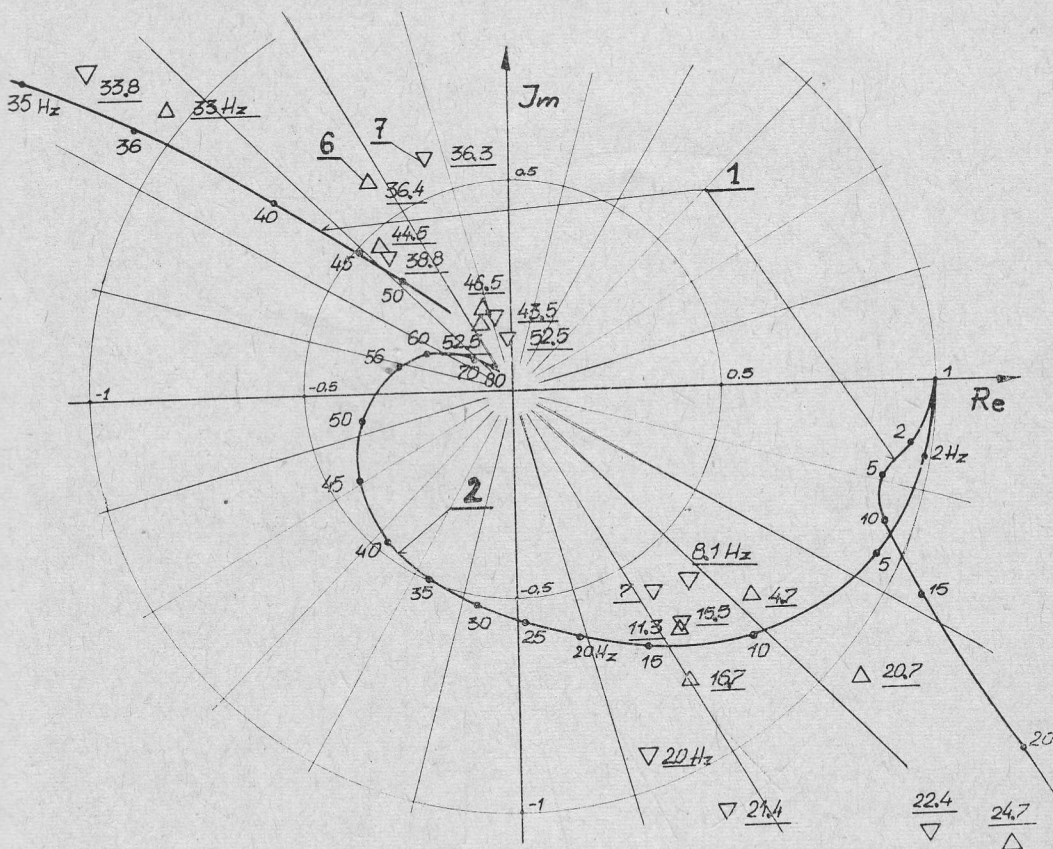
c) zespół generowania wymuszeń harmoniczných (rys. 3a)

– generator wymuszeń mechaniczných harmoniczných (1) z własnym układem napędowym,

- kolumna (11) mocująca generator,
- układ (10) przenoszący drgania generatora na podatną przesłonę.

Schemat układu pomiarowego wraz z zaznaczonymi torami pomiarowymi przedstawiono na rys. 4. W skład jego wchodzi:

- układ pomiaru i rejestracji wymuszenia (rys. 3a i 4),
 - przetwornik sygnału mechanicznego na elektryczny (czujnik tensometryczny) (2), typu zginanej belki z dwoma czynnymi tensometrami (produkcja własna),
 - czujnik zegarowy o zakresie $0 \div 10$ mm, zakładany okresowo do cechowania amplitudy wymuszenia,
- układ rejestracji położenia przesłony (rys. 3a)
 - przetwornik sygnału mechanicznego na elektryczny (czujnik indukcyjny o zakresie przesunięć $0 \div 10$ mm, typ IWT-302 – produkcji NRD) (3),
- układ pomiaru i rejestracji położenia suwaka nadążnego (rys. 3b)
 - przetwornik sygnału mechanicznego na elektryczny (czujnik indukcyjny o zakresie przesunięć $0 \div 10$ mm, typ IWT-302 – produkcji NRD) (5),



Rys. 6. Charakterystyki amplitudowo-fazowe $\Delta y/\Delta w$

1 – $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_F=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=4 \text{ cm}$, 2 – $B \rightarrow \infty$, $m_F=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=4 \text{ cm}$

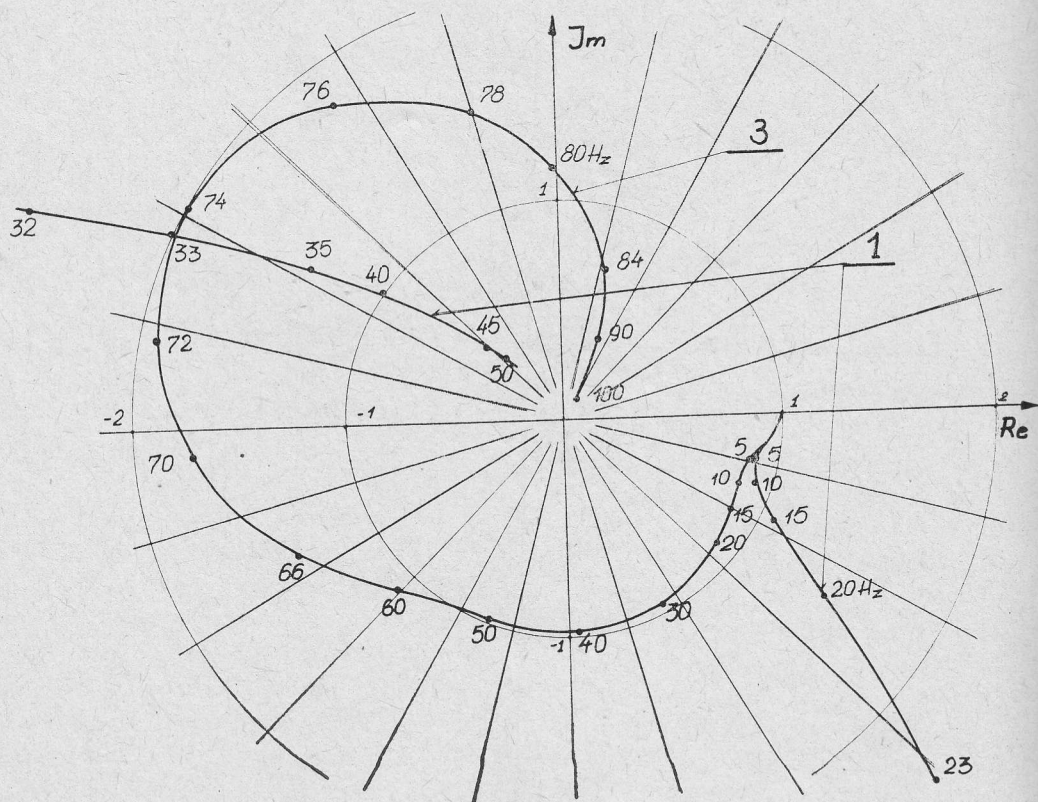
Punkty 6 i 7 jak na rys. 5

– czujnik zegarowy o zakresie $0 \div 10$ mm, zakładany okresowo do cechowania amplitudy suwaka nadążnego,

d) układ czujników położenia (z punktów a, b, c) współpracował z czterokanałowym mostkiem tensometrycznym typu 4D3 – produkcji NRD. Do zapisu przebiegu zmian wielkości rejestrowanych użyto czterokanałowego pisaka termoczułego firmy Hellige – produkcja RFN.

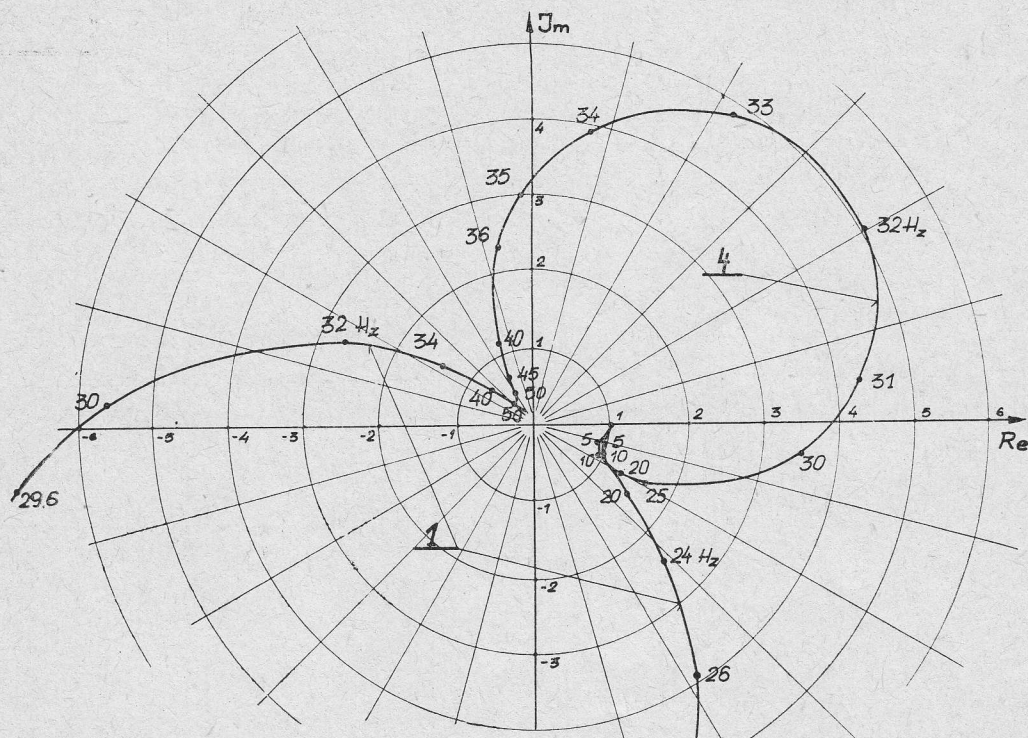
Pomiaru charakterystyk częstotliwościowych dokonano metodą pośrednią, mierząc z otrzymanych zapisów wielkości wejściowej (wymuszenia) i wielkości wyjściowej (przesunięcie suwaka nadążnego): 1- przesunięcie fazowe tych dwóch sygnałów harmonicznych, 2- stosunek ich amplitud (rys. 4).

Aktualnie w Zakładzie Automatyki i Regulacji Maszyn IMP PAN dopracowywane jest urządzenie umożliwiające wykorzystanie elektronicznego analizatora transmitancji i tym samym umożliwiające bezpośredni pomiar charakterystyk częstotliwościowych takiego układu, z jednoczesną rejestracją wyników na pisaku X–Y.



Rys. 7. Charakterystyki amplitudowo-fazowe $\Delta y/\Delta w$

1 – $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=4 \text{ cm}$, 3 – $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0$, $L_D=4 \text{ cm}$
Pozostałe parametry jak w tabeli 1

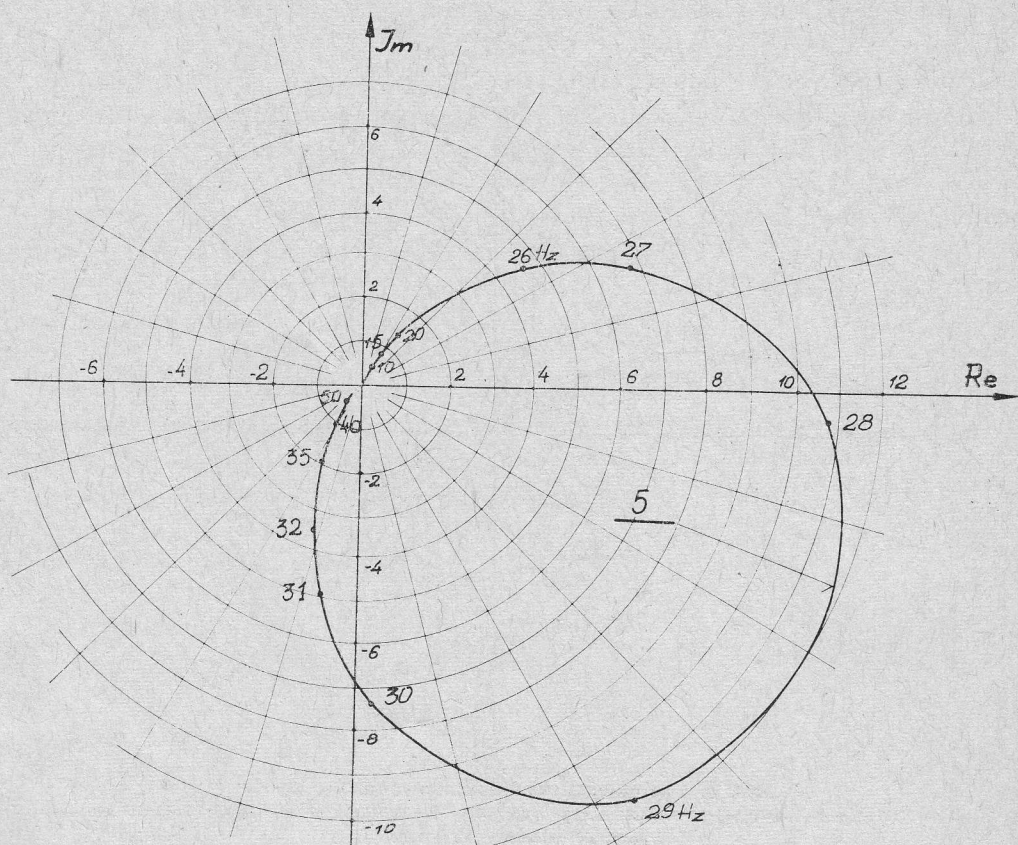
Rys. 8. Charakterystyki amplitudowo-fazowe $\Delta y/\Delta w$

1 - $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=4 \text{ cm}$, 4 - $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=0$
 Pozostałe parametry jak w tabeli 1

4. Badanie teoretyczne i eksperymentalne*

Teoretyczne charakterystyki amplitudowo-fazowe transmitancji $\Delta y(s)/\Delta w(s)$ obliczono według równania (44), a $\Delta x(s)/\Delta w(s)$ według równania (51). Obliczenia przeprowadzono na maszynie cyfrowej. Wyniki obliczeń przedstawiono na wykresach (rys. 5 ÷ 10). Przyjęte do obliczeń wartości parametrów układu oraz obliczone wartości stałych transmitancji zestawiono w tabelach 1 i 2. Charakterystyki amplitudowo-fazowe obliczono dla kilku wariantów, w których zmieniano wartości takich wielkości, jak moduł sprężystości objętościowej oleju, masa przesłony, długość kanału dyszy itp. W ten sposób uzyskano graficzne obrazy ilościowego wpływu poszczególnych głównych parametrów na dynamikę układu. Przeprowadzone tutaj badania teoretyczne mają charakter wstępnego rozpoznania zachodzących zjawisk i ich zależności od podstawowych parametrów układu. Obliczone

* Jak zaznaczono we wstępie, niniejsze opracowanie ma charakter studium wstępnego. Badania ograniczono do rozpoznania właściwości dynamicznych omawianego układu. Pominięto analizę wpływu parametrów konstrukcyjnych układu na jego stabilność. Analiza taka będzie przedmiotem oddzielnej pracy.

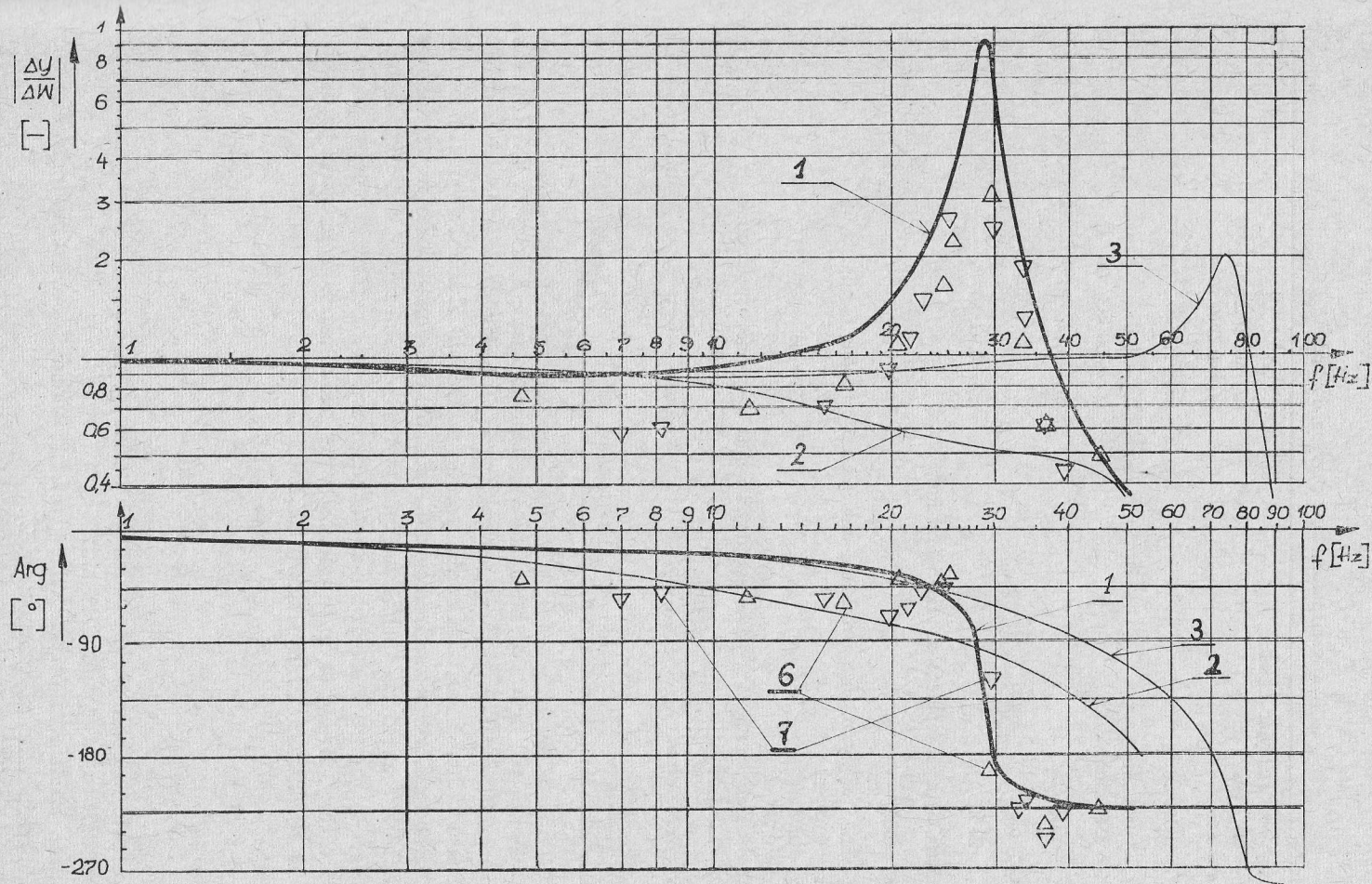
Rys. 9. Charakterystyka amplitudowo-fazowa $\Delta x/\Delta w$ 5 - $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}^2$, $L_D=4 \text{ cm}$

Pozostałe parametry w tabeli 1

charakterystyki (rys. 5÷10) są ważne przy założeniu, że nie dochodzi do opierania się przesłony na dyszy (amplituda sygnału wejściowego jest odpowiednio mała).

Na wykresach (rys. 5, 6, 10) skonfrontowano wstępne wyniki badań eksperymentalnych (zmierzonych techniką opisaną w punkcie 3) z teoretycznymi. Charakterystyka doświadczalna ograniczona jest do dwóch zakresów częstotliwości — pierwszy do około 25 Hz, drugi nieco powyżej 30 Hz. W zakresie częstotliwości 25÷30 Hz występowało opieranie się przesłony na dyszy (metaliczne stukanie).

Zgodność charakteru formy charakterystyki teoretycznej (rys. 5, 6, 10 — krzywa 1) z charakterystyką doświadczalną (rys. 5, 6, 10 — charakterystyki 6 i 7) można uznać za wystarczającą. Występujące ilościowe różnice mogą być spowodowane niewłaściwie przyjętą do obliczeń wartością modułu sprężystości oleju ($B=2000 \text{ kG/cm}^2$ według oszacowania w opracowaniu [19]). Na wykresach (rys. 5, 6, 10 — krzywe 1, 2) uwydatnia się wyraźny wpływ sprężystości oleju. Model układu, w którym uwzględniono oddziaływanie wsteczne dyszy jest stabilny (rys. 5÷7 — krzywe 1, 2, 3, rys. 8 — krzywa 1). Natomiast, nawet częściowe zmniejszenie oddziaływania wstecznego przez przyjęcie zerowej długości



Rys. 10. Charakterystyki amplitudowo-fazowe $\Delta y/\Delta w$ w układzie Bodego
 1 - $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=4 \text{ cm}$, 2 - $B \rightarrow \infty$, $m_p=0,143 \cdot 10^{-3} \text{ kGs}^2/\text{cm}$, $L_D=4 \text{ cm}$,
 3 - $B=2000 \text{ kG/cm}^2$, $m_p=0$, $L_D=4 \text{ cm}$
 Punkty 6 i 7 jak na rys. 5

Tabela 1

Wartości parametrów przyjęte do badań

1. Parametry konstrukcyjne układu	
$F_2 = 24,7 \text{ cm}^2$	$d_D = 0,50 \text{ cm}$
$\Phi = 0,50$	$f_D = 0,196 \text{ cm}^2$
$f_1 = 0,050 \text{ cm}^2$	$m_s = 5,1 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}}$
$f_2 = 0,058 \text{ cm}^2$	$\varphi^2 = 1,30$
$V_1 = 1550 \text{ cm}^3$	$c = 7,0 \text{ kG/cm}$
$V_2 = 1350 \text{ cm}^3$	$m_p = 0,143 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}}$
2. Parametry oleju	
$(p_I - p_{II}) = 20 \text{ kG/cm}^2$	$\rho = 0,92 \cdot 10^{-6} \frac{\text{kg} \cdot \text{s}^2}{\text{cm}^4}$
3. Współczynniki tarcia lepkiego suwaka i przesłony	
$a_s = 0,05 \frac{\text{kg} \cdot \text{s}}{\text{cm}}$	$a_p = 0$
4. Współczynniki wypływu, strat i rozkładu ciśnienia na przesłone (wg [4, 5, 6])	
$\alpha_x = 0,65$	$\alpha_D = 0,83$
$\alpha_1 = 0,78$	$\zeta_D = 1,3$
$\alpha_2 = 0,78$	$\Psi = 0,97$
5. Wartość otwarcia szczeliny w stanie ustalonym i inne obliczone współczynniki	
$x_0 = 0,045 \text{ cm}$	$r_p = 0,20 \text{ cm}^2$
$r_x = 2,0 \text{ kG/cm}$	$q_2 = 13,6 \frac{\text{cm}^5}{\text{kg} \cdot \text{s}}$
	$q_x = 3700 \frac{\text{cm}^2}{\text{s}}$

dyszy ($L_D = 0 \rightarrow A_{x1} = 0$) prowadzi do układu niestabilnego (rys. 8, krzywa 4). Również przyjęcie parametru $\varphi = 0$ (usunięcie pierwszej zwięzki f_1) będzie prowadziło do niestabilności (z punktu widzenia statyki ta zwięzka nie jest potrzebna). Z analizy wyników badań wzmacniacza hydraulicznego z układem dysza – podatna przesłona wynika, że wypadkowe oddziaływanie wsteczne dyszy spełnia rolę pozytywną – stabilizuje układ, a konkretnie przesłonę. Jest to istotne tam, gdzie nie ma możliwości wprowadzenia innego sposobu tłumienia przesłony. Byłoby to np. utrudnione w przypadku przesłony miernika prędkości obrotowej w regulatorze turbiny TK50 i TK200.

5. Wnioski

Na podstawie wstępnie przeprowadzonych badań teoretycznych i eksperymentalnych można sformułować następujące wnioski:

a. Wstępne badania eksperymentalne dynamiki układu potwierdziły prawidłowość przyjętego modelu matematycznego (rys. 2).

b. Stwierdzono silny wpływ na dynamikę układu sprężystości oleju i masy przesłony.

Tabela 2

Wartości stałych transmitancji układu (obliczone według wartości parametrów podanych w tabeli 1)

Lp.	Wielkość	Wym.	$m_p = 0,143 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kGs}^2}{\text{cm}}$				$m_p = 0$	
			r_x i r_p wg tabeli 1		$r_x = r_p = 0$		r_x i r_p wg tabeli 1	
			$L_D = 4 \text{ cm}$		$L_D = 0$		$L_D = 4 \text{ cm}$	
			$B = 2000 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2}$	$B \rightarrow \infty$	$B = 2000 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2}$	$B = 2000 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2}$	$B = 2000 \frac{\text{kG}}{\text{cm}^2}$	$B \rightarrow \infty$
1	C_1	s	$4,5 \cdot 10^{-2}$	—	$4,5 \cdot 10^{-3}$	$4,5 \cdot 10^{-3}$	$4,5 \cdot 10^{-2}$	—
2	A_{S1}	s	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$	$6,7 \cdot 10^{-3}$
3	A_{S2}	s ²	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$1,52 \cdot 10^{-6}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$3,7 \cdot 10^{-4}$	$1,52 \cdot 10^{-6}$
4	A_{S3}	s ³	$1,38 \cdot 10^{-7}$	—	$1,38 \cdot 10^{-7}$	$1,38 \cdot 10^{-7}$	$1,38 \cdot 10^{-7}$	—
5	A_{S4}	s ⁴	$1,70 \cdot 10^{-9}$	—	$1,70 \cdot 10^{-9}$	$1,70 \cdot 10^{-9}$	$1,70 \cdot 10^{-9}$	—
6	A_{P1}	s	—	—	—	—	—	—
7	A_{P2}	s ²	$2,04 \cdot 10^{-5}$	$2,04 \cdot 10^{-5}$	$2,04 \cdot 10^{-5}$	$2,04 \cdot 10^{-5}$	—	—
8	K_x	—	0,285	0,285	—	0,285	0,285	0,285
9	A_{x1}	s	$1,94 \cdot 10^{-3}$	$1,94 \cdot 10^{-3}$	—	—	$1,94 \cdot 10^{-3}$	$1,94 \cdot 10^{-3}$
10	A_{y1}	s	$1,03 \cdot 10^{-2}$	$1,03 \cdot 10^{-2}$	—	$1,03 \cdot 10^{-2}$	$1,03 \cdot 10^{-2}$	$1,03 \cdot 10^{-2}$
11	A_{y2}	s ²	$8,27 \cdot 10^{-6}$	$5,67 \cdot 10^{-6}$	—	$10,86 \cdot 10^{-6}$	$8,27 \cdot 10^{-6}$	$5,67 \cdot 10^{-6}$
12	A_{y3}	s ³	$2,63 \cdot 10^{-7}$	$2,08 \cdot 10^{-9}$	—	$2,66 \cdot 10^{-7}$	$2,63 \cdot 10^{-7}$	$2,08 \cdot 10^{-9}$
13	A_{y4}	s ⁴	$6,65 \cdot 10^{-11}$	—	—	—	$6,65 \cdot 10^{-11}$	—
14	A_1	s	$6,0 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$	$5,17 \cdot 10^{-2}$	$6,0 \cdot 10^{-2}$	$6,0 \cdot 10^{-2}$	$1,5 \cdot 10^{-2}$
15	A_2	s ²	$3,07 \cdot 10^{-4}$	$4,02 \cdot 10^{-5}$	$3,90 \cdot 10^{-4}$	$2,96 \cdot 10^{-4}$	$2,87 \cdot 10^{-4}$	$1,98 \cdot 10^{-5}$
16	A_3	s ³	$2,13 \cdot 10^{-6}$	$1,38 \cdot 10^{-7}$	$1,195 \cdot 10^{-6}$	$1,42 \cdot 10^{-6}$	$1,08 \cdot 10^{-6}$	$1,0 \cdot 10^{-9}$
17	A_4	s ⁴	$9,0 \cdot 10^{-9}$	$3,1 \cdot 10^{-11}$	$9,25 \cdot 10^{-9}$	$8,77 \cdot 10^{-9}$	$1,42 \cdot 10^{-9}$	—
18	A_5	s ⁵	$6,1 \cdot 10^{-12}$	—	$2,82 \cdot 10^{-12}$	$2,82 \cdot 10^{-12}$	$3,3 \cdot 10^{-12}$	—
19	A_6	s ⁶	$3,47 \cdot 10^{-14}$	—	$3,47 \cdot 10^{-14}$	$3,47 \cdot 10^{-14}$	—	—

c. Oddziaływanie wsteczne dyszy wprowadza wypadkowe ujemne tłumienie przesłony i stabilizuje układ.

d. Zwiększenie zredukowanej długości kanału dyszy L_D polepsza stabilność układu.

e. Proponuje się kontynuowanie podjętych tutaj badań teoretycznych i eksperymentalnych w celu uzyskania pełniejszego obrazu zachodzących procesów dynamicznych układu by, dysponując obszerniejszymi wynikami badań, można było sformułować uogólniające wnioski.

Praca wpłynęła do Redakcji we wrześniu 1973 r.

Literatura

- [1] Z. Klimacki, *Analiza suwaka nadążnego sterowanego układem dysza—przesłona*. Biuletyn IMP PAN, nr 330, 1964.
- [2] Z. Klimacki, *Analiza stanów nieustalonych suwaka nadążnego sterowanego układem dysza—przesłona*. Biuletyn IMP PAN, nr 414, 1965.
- [3] Z. Klimacki, *Optimalizacja parametrów konstrukcyjnych układu dysza—przesłona sterującego suwakiem nadążnym*. Prace V Krajowej Konferencji Automatyki. Sekcja 5. Człony układów automatyki. Politechnika Gdańska, 7÷9 czerwca 1971, s. 81 - 88.
- [4] Z. Klimacki, M. Kozłowski, *Badania laboratoryjne współczynnika wpływu dla układu dysza—przesłona*. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 80/70.

- [5] Z. Klimacki, M. Kozłowski, *Badania laboratoryjne siły działającej w układzie dysza — przesłona*. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 93/70.
- [6] Z. Klimacki, M. Kozłowski, *Badania laboratoryjne wpływu głównych parametrów konstrukcyjnych układu dysza — podatna przesłona na błąd statyczny wzmacniacza hydraulicznego typu nadążnego*. Oprac. wewn. IMP PAN, nr arch. 76/71.
- [7] R. Winckler, K. Kramer, *Näherungsweise Berechnung von pneumatischen Düse — Prallplatte-Systemen*. Regelungstechnik 1960, Nr 12, s. 439 - 446.
- [8] W. N. Dmitrijew, A. G. Szaszkwow, *Siłoweje dejstwije struj na zaslonku w pniewmatischenkich i gidrawliczeskich uprawlanjuszczich organach tipa sopło — zaslonka*. Awtomatika i Tielemechanika 1956, nr 6, s. 559 - 569.
- [9] A. G. Szaszkwow, *Tieorija uprawlanjuszczego ustrojstwa tipa sopło — zaslonka rabotajuszczego na masle*. Awtomatika i Tielemechanika 1956, nr 11, s. 1000 - 1019.
- [10] Je. A. Andrejewa, *Krasczetu statycznych charakteristik elementa sopło — zaslonka*. Awtomatika i Tielemechanika 1960, nr 7, s. 982 - 996.
- [11] I. M. Krassow, L. I. Radomskij, B. G. Turbin, *Priblizhennoje opriedielenije reakcii struj w gidrawliczeskom usilitiele sopło — zaslonka*. Awtomatika i Tielemechanika 1960, nr 11, z. 1536 - 1538.
- [12] I. M. Krassow, L. I. Radowskij, B. G. Turbin, *Wlijanije charakteristik elektriczeskogo uprawlanjuszczego elementa na wybor paramietrow gidrawliczeskogo usititiela*. Awtomatika i Tielemechanika 1960, nr 12, s. 1623 - 1626.
- [13] I. M. Krassow, L. I. Radowskij, B. G. Turbin, *O czuwstwitielnosti gidrawliczeskogo usilitiela s soplom i zaslonkoj*. Awtomatika i Tielemechanika 1962, nr 4, s. 543 - 545.
- [14] H. Töpfer, D. Schrepel, *Berechnung und experimentelle Untersuchungen eines verbesserten Systems Düse — Prallplatte*. Messen — Steuern — Regeln, 1965, nr 2, s. 44 - 48.
- [15] K. Speicher, *Einige Untersuchungen zur Entwicklung moderner Dampfturbinenregelungen*. Energietechnik 1959, nr 9, s. 416 - 421.
- [16] H. E. Merrit, *Hydraulic control systems*. John Wiley and Sons, Inc. New York — London — Sydney 1967.
- [17] M. S. Fragin, A. A. Szczetinin, M. Ł. Wołczegorski, Je. A. Luban, W. B. Ponomarew, W. S. Mielnikow, *Sistemy riegulirowanija kondiencionnych turbin bolszoj moszcznosti LMZ*. Tieploeniergietika 1972, nr 11, s. 19 - 26.
- [18] B. Ju. Gutman, G. A. Doroszenko, Ja. N. Luginskij, W. W. Malew, M. S. Fragin, A. A. Szczetinin, W. B. Ponomarew, M. Ł. Wołczegorski, *Elektrogidrawliczeskije prieobrazowatieli dla sistem riegulirowanija parowych turbin*. Elektrieskije Stancii 1972, nr 5, s. 39 - 42.
- [19] B. Ordo, *Dynamika wzmacniacza hydraulicznego przy obciążeniu zewnętrznym zmiennym*. Praca doktorska, 1972, Politechnika Gdańska.

Предварительные теоретические и экспериментальные исследования динамики гидравлической системы сопло — упругая заслонка

Резюме

В работе представлен метод анализа динамических свойств гидравлической системы сопло — упругая заслонка. Анализ произведен для линейной математической модели рассматриваемой системы. Исследовалось влияние существенных конструкционных параметров системы сопло — заслонка и параметров рабочей среды (жидкости) на динамические свойства этой системы. В работе представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований и проведено их сопоставление.

На основе предварительно проведенных исследований можно сделать следующие выводы,

1) полученные экспериментальные и теоретические результаты подтвердили правильность принятой математической модели системы сопло — упругая заслонка,

2) констатируется существенное влияние на динамические свойства системы: массы заслонки, длины соплового канала и упругости рабочей среды,

3) увеличение длины соплового канала стабилизирует систему ввиду возвратного действия сопла на заслонку (эффект добавочного демпфирования заслонки).

Preliminary Theoretical and Experimental Investigations of Dynamic Properties of a Nozzle—Flexible Flapper Hydraulic System

Summary

A method of an analysis of dynamic properties of a nozzle—flexible flapper hydraulic system is presented in the paper. The analysis was based on a linear mathematical model of the system under consideration. The influence of important design parameters of the nozzle—flapper set and working medium (liquid) on dynamic properties of this set was investigated. The paper comprises the results of theoretical and experimental investigations as well as their comparison.

The conclusions formulated on the basis of these preliminary investigations are as follows:

1. The obtained experimental and theoretical results have acknowledged the validity of the mathematical model employed for the nozzle—flexible flapper set.

2. Significant influence of the flapper mass, nozzle channel length and working medium elasticity on dynamic properties of the system was established.

3. Nozzle channel lengthening has a stabilizing effect upon the system due to the nozzle backward influence on the flapper (the effect of additional damping of the flapper).