

MODEL MATEMATYCZNY
ZAWORU PRZELEWOWEGO W ŚWIETLE BADAŃ PRZEBIEGÓW
ANALOGOWYCH I RZECZYWISTYCH

EDWARD T O M A S I A K (GLIWICE)

1. Wprowadzenie

Zawory przelewowe stanowią jedną z ważniejszych grup elementów hydraulicznych i są stosowane prawie w każdym układzie napędowym. Zadaniem ich jest utrzymanie stałej wartości ciśnienia (sygnału regulowanego) w układzie hydraulicznym przez odprowadzenie nadmiaru czynnika na przelew.

Jak wykazały badania własne autora [5], zawory przelewowe nie nadążają za wzrostem ciśnienia w układzie, reagują z pewnym opóźnieniem oraz w pewnych warunkach pracy wpadają w drgania. Powyższe nieprawidłowe reagowanie zaworów występuje przeważnie w okresie stanu przejściowego. Stąd wyniknęła konieczność przeprowadzenia badań modelowych zaworów w okresie stanu przejściowego i przeanalizowania parametrów bezpośrednio wpływających na ich dynamikę.

Badania modelowe nabierają szczególnie znaczenia przy projektowaniu nowych zaworów. Te parametry konstrukcyjne, które w istotny sposób wpływają na dynamikę zaworów nie mogą być dobierane w sposób przypadkowy (w zależności od wyczucia i doświadczenia konstruktora), lecz ich wartości powinny być ściśle powiązane z dopuszczalnym szczytowym przesterowaniem sygnału regulowanego, szybkością działania, stałą czasową oraz tłumieniem drgań.

Sens badań modelowych będzie tym większy, im wierniej zostanie opisany zawór w okresie stanu przejściowego. Tak więc zbudowanie poprawnego i w miarę wiernego równania analitycznego, opisującego zawór w przebiegu dynamicznym, warunkuje sens rozważań teoretycznych.

2. Przepływy i siły uwzględniane w okresie stanu przejściowego

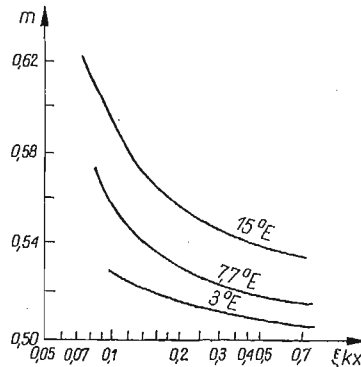
Przepływowi cieczy rzeczywistej w zaworach, które z punktu widzenia oporów przepływu są typowymi elementami oporowymi (ograniczają wartość ciśnienia), towarzyszą zjawiska bezpośrednio wpływające na stan przejściowy. Ich ilościowe i jakościowe ujęcie decyduje o wartości objętościowego przepływu, jak również o ogólnym układzie sił występujących w zaworze w okresie stanu przejściowego.

2.1. Przepływ przez zawór. Charakter przepływu przez zawór w przeważającej większości przypadków jest burzliwy [1, 2, 3]. Rozpatrując dynamikę stanu przejściowego w zaworze

przelewowym należy przyjmować burzliwy charakter przepływu, którego wartość jest określona zależnością

$$(1) \quad Q_{zp} = \sqrt{\frac{2}{\zeta \rho}} kx (\Delta p)^m,$$

gdzie Q_{zp} — objętościowa wartość przepływu [m^3/s], k — długość szczeliny dławiącej [m], x — otwarcie zaworu [m], m — wykładnik potęgowy (teoretycznie $m = 0,5$ i jest wartością stałą), Δp — spadek ciśnienia na zaworze [N/m^2], tj. $\Delta p = p_z - p_0$, p_z — ciśnienie przed zaworem [N/m^2], p_0 — ciśnienie za zaworem [N/m^2], ρ — gęstość [kg/m^3], ζ — współczynnik strat (straty dysypacji przy przepływie przez zawór i wpływ pola prędkości strugi).



Rys. 1. Zmienność wykładnika potęgowego m

Praktycznie stwierdzono [3], że zależność (1) zawiera zmienny wykładnik potęgowy m w funkcji otwarcia i współczynnika strat. Zmienność tego współczynnika ilustruje rys. 1.

Przyjęcie zmiennej wartości wykładnika potęgowego m w znacznym stopniu komplikuje teoretyczne rozwiązanie. Dla zobrazowania tej trudności zmodelowano wyrażenie

$$(2) \quad y = (\Delta p)^m,$$

a po zróżniczkowaniu

$$(2a) \quad \frac{dy}{dt} = \frac{my}{\Delta p} \frac{d(\Delta p)}{dt}.$$

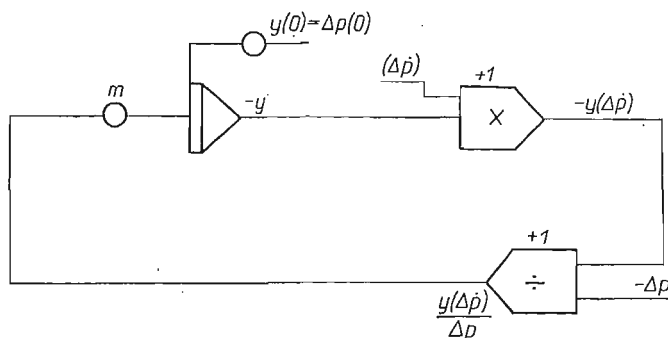
Schemat analogowy zależności (2a) przedstawia rys. 2.

Modelując zależność (2a) nietrudno zauważyć, że istnieją związki logiczne pomiędzy warunkiem początkowym $y(0)$ a wartością wykładnika potęgowego m . Każdorazowa zmiana $\Delta p(0)$ pociąga za sobą zmianę m i odwrotnie. Ponieważ ciśnienie w stanie ustalonym zaworu [5] wraz ze zmianą przepływu nie zachowuje wartości stałej (wynika to z charakterystyki statycznej), dlatego przy takim ujęciu zachodzi konieczność generowania warunku początkowego $y(0)$ w funkcji zmiany wykładnika m lub odwrotnie. Praktycznie znalezienie tej zależności nastęrcza wiele trudności, a przy projektowaniu nowego zaworu jest niemożliwe, dlatego przyjęto wykładnik potęgowy $m = 0,5$.

Omawiając przepływ przez zawór należy również wyjaśnić wpływ i znaczenie współczynnika ζ . Z teoretycznego punktu widzenia, współczynnik strat jest funkcją liczby

Reynoldsa [1, 3], jednak w praktyce cytowani autorzy stosują uproszczenia, przyjmując wartość współczynnika strat jako stałą w granicach $\zeta = 2 \div 4$.

Jak wykazały badania autora, przyjmowana w dotychczasowych opracowaniach stała wartość współczynnika ζ znacznie różni się od wartości wyliczonej z badań nad rzeczywistym zaworem (rys. 3). Nietrudno zauważyć, że wartość ζ zależy w dużym stopniu od



Rys. 2. Schemat analogowy zależności (2a)

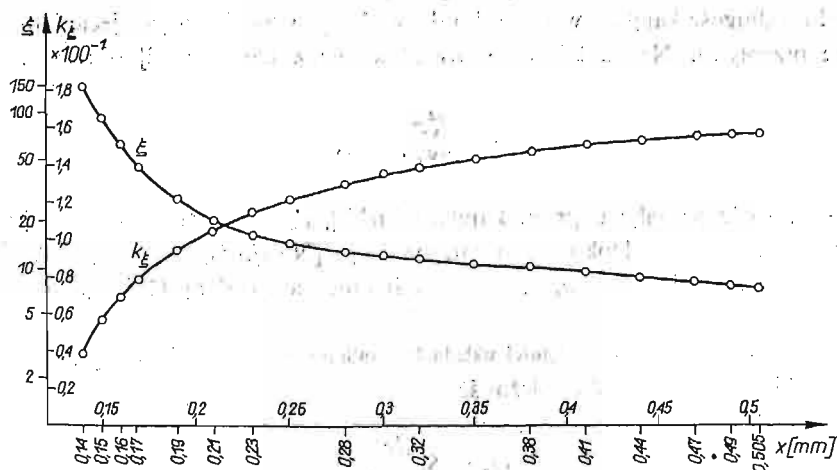
otwarcia zaworu x , na skutek czego uproszczenia przyjmowane w dotychczasowych opracowaniach nie mają praktycznego uzasadnienia, gdyż rzeczywisty przepływ przez zawór nie spełnia równości (1).

W celu ułatwienia teoretycznego rozwiązania stanu przejściowego, przy zachowaniu zmienności współczynnika strat w funkcji otwarcia zaworu, proponuje się inne ujęcie zależności (1), mianowicie

$$(1a) \quad Q_{zp} = k k_{\zeta}(x) x \sqrt{\Delta p},$$

a dla ułatwienia zapisu $k_{\zeta}(x) = k_{\zeta}$.

Wartość zastępczą współczynnika strat k_{ζ} przedstawiono na rys. 3.

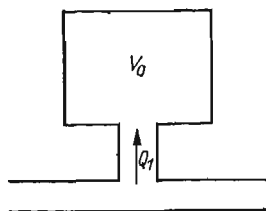


Rys. 3. Zależność współczynnika strat ζ oraz zastępczego współczynnika strat k_{ζ} w funkcji otwarcia zaworu

W ujęciu analogowym wyrażenie $k_f x$ jest wzmacniaczem, w którym każdej wielkości x odpowiada sygnał wyjściowy $k_f x$; będzie on realizowany generatorem funkcji nieliniowej.

2.2. Wpływ ściśliwości oleju. Ściśliwość oleju w układach hydraulicznych wpływa na procesy falowe i jest źródłem prawie wszystkich niestabilności dynamicznych [2].

Każdy układ hydrauliczny, na skutek ściśliwości medium roboczego, akumuluje energię ciśnienia w objętości wypełniającej ten układ. Spadek ciśnienia występujący w czasie



Rys. 4. Schematyczne ujęcie przepływu spowodowanego wpływem ściśliwości

pracy układu powoduje oddawanie zmagazynowanej energii, a zatem występuje przepływ spowodowany wpływem ściśliwości medium. Przepływ ten schematycznie ujęto na rys. 4, a jego wartość [2] określa zależność

$$(3) \quad Q_i = \frac{V_0}{B} \frac{dp}{dt},$$

gdzie V_0 — objętość układu [m^3], B — moduł sprężystości objętościowej oleju [N/m^2].

2.3. Przepływ przez element tłumiący (kapilarę) w zaworze. W praktyce dla tłumienia pulsacji ciśnienia, występującej w czasie pracy zaworu, stosuje się tłumiki w postaci kalibrowanych otworów — kapilar. W kapilarze występuje spadek ciśnienia, który działa hamująco na drgania tłoczka zaworowego. Przepływająca przez kapilarę mała ilość oleju oraz stosunkowo duża długość kapilary w stosunku do średnicy pozwala na przejście laminarnego charakteru przepływu. Na skutek tego przepływ przez kapilarę [2] określa zależność

$$(4) \quad Q_k = \frac{d_k^4 \pi}{128 \mu l_k} \Delta p_k,$$

gdzie Q_k — wartość przepływu przez kapilarę [m^3/s], d_k — średnica kapilary [m], l_k — długość kapilary [m], μ — lepkość dynamiczna oleju [$N \cdot s/m^2$], Δp_k — spadek ciśnienia na kapilarze [N/m^2], tj. $\Delta p_k = p_z - p_s$, p_s — ciśnienie za kapilarą [N/m^2].

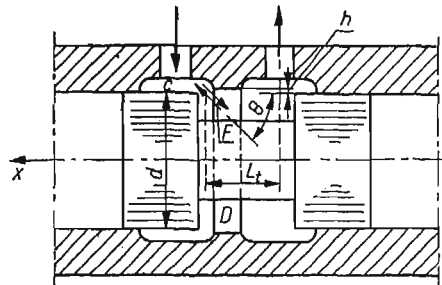
2.4. Przepływ wywołany zmianą objętości układu hydraulicznego. Wartość przepływu wywołaną zmianą objętości [2] określa zależność

$$(5) \quad Q_z = S_i \frac{dx}{dt},$$

gdzie S_i — powierzchnia czynna elementu ruchowego [m^2].

Zmiana objętości układu hydraulicznego może ponadto wystąpić na skutek odkształceń sprężystych wszystkich elementów od sił spowodowanych ciśnieniem. Ponieważ sprężystość obudowy zaworu wraz z przewodami (jeżeli zawór nie zawiera elementów elastycznych, przewodów giętkich) jest nieporównywalnie większa niż czynnika, dlatego też w dalszych rozważaniach ten wpływ nie będzie uwzględniany.

2.5. Siła hydrodynamiczna. Podczas przepływu przez zawór strumień czynnika, odrywając się od elementu ruchowego, oddziałuje na niego z siłą wynikającą z ilości ruchu [1, 2, 3]. Zjawisko to ilustruje rys. 5.



Rys. 5. Element ruchomy z siłą hydrodynamiczną

Rzeczywista siła dynamiczna przeniesiona na kierunek ruchu elementu przesuwanego wynosi

$$(6) \quad F_R = \frac{2k\lambda \cos\theta}{m} \sqrt{\frac{\rho}{2}} k_r x \Delta p,$$

gdzie m — masa elementu ruchomego [kg], λ — współczynnik kształtu pary gniazdo-element ruchowy, θ — kąt utworzony między kierunkiem wypływu a osią tłoczka.

2.6. Siła tarcia lepkiego. Z teoretycznego punktu widzenia siła tarcia lepkiego przy opływach jest spowodowana warstwą przyścienną, która oddziałuje hamująco na element ruchowy. Ponieważ zagadnienie to do tej pory nie jest w pełni rozwiązane dla opływów ciśnieniowych, a dotyczy wyłącznie swobodnych, to konieczne jest wprowadzenie pewnego uproszczenia. Polegać ono będzie na tym, że w dalszych rozważaniach uwzględniane będą siły tarcia lepkiego pomiędzy elementami pasowanymi, opory zaś wynikające z hamującego oddziaływania warstwy przyściennej zostaną pominięte. Zgodnie z powszechną praktyką przyjęto liniową zależność tarcia lepkiego od prędkości [1], mianowicie

$$(7) \quad F_{tl} = \frac{\mu A_{st}}{h} \frac{dx}{dt},$$

gdzie A_{st} — powierzchnia styku elementów pasowanych [m²], h — średni luz promieniowy pomiędzy tłoczkiem a korpusem [m].

2.7. Siła potrzebna do przyspieszenia medium w zaworze przy wypływie na drodze «wlot-wylot». Wielkość tej siły przyjęto według [1], a jej wartość określono zależnością

$$(8) \quad F_a = \rho L_t \frac{dQ_{zp}}{dt},$$

gdzie L_t — długość drogi na odcinku «wlot-wylot» w zaworze [m].

Po zróżniczkowaniu zależności (1) i wstawieniu do zależności (8) otrzymano

$$(8a) \quad F_a = \rho L_t k k_c \left[\sqrt{\Delta p} \frac{dx}{dt} + \frac{x}{2\sqrt{\Delta p}} \frac{d(\Delta p)}{dt} \right].$$

EZEKIEL [1] przyjmuje w stanie przejściowym stały spadek ciśnienia na zaworze, a zatem nie uwzględnia członu nieliniowego przy pochodnej spadku ciśnienia. W świetle obecnie przeprowadzonych badań powyższe założenie jest nieuzasadnione.

2.8. Inne siły działające na element ruchomy. W równowadze dynamicznej należy ponadto uwzględnić:

- siły bezwładności elementu ruchomego,
- siły pochodzące od działania ciśnienia na powierzchnie czołowe,
- sztywność sprężyn,
- siły grawitacyjne.

3. Założenia i ogólne przyjęcia

1. Mając na uwadze badania laboratoryjne zaworu przelewowego przyjęto wielkość wejściową w postaci objętościowej wartości przepływu i stan przejściowy będzie rozpatrywany przez wprowadzenie tego wymuszenia. Wielkością wyjściową jest ciśnienie utrzymywane przez zawór (regulowana wartość sygnału).

2. Aby zmniejszyć do minimum oddziaływanie dynamiki procesów falowych zachodzących w przewodach instalacji hydraulicznej na dynamikę zaworu, przyjęto możliwie najkrótszą linię zasilania.

3. Badania laboratoryjne przeprowadzono z zachowaniem możliwie stałej wartości temperatury (niezmienne własności fizyczne oleju). Do badań przyjęto olej hydrauliczny Hydrol 30.

4. Zakładając, że wartość ciśnienia za zaworem jest nieporównywalnie mała w stosunku do ciśnienia przed zaworem, w dalszych rozważaniach została ona pominięta.

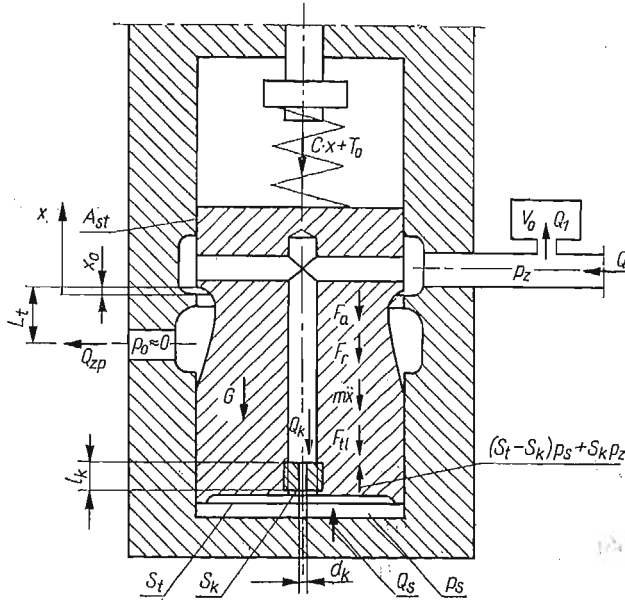
5. Utrzymywanie przez zawór przelewowy stałej wartości ciśnienia w układzie odbywa się przy ciągłym przepływie czynnika. Założono, że wszelkie nieszczelności jakie wystąpią w samym zaworze w stosunku do ilości przepływającego oleju są znikomo małe przez co w dalszych rozważaniach będą pominięte.

6. Badania przeprowadzono w oparciu o typowy zawór przelewowy jednostopniowy UZPX-16.

4. Model matematyczny zaworu

Dla analitycznego opisu pracy zaworu w stanie przejściowym, należy wpierrw sprecyzować warunki. Założono, że zawór znajduje się w określonym stanie ustalonym, a więc ciągle przepływa przez niego medium. Wprowadzając wymuszenie, zawór wytrącony zostaje ze stanu równowagi i w dowolnym punkcie pracy stanu przejściowego rozpatruje się przebieg dynamiczny.

Schemat zaworu UZPX-16 przedstawia rys. 6.



Rys. 6. Schemat zaworu UZPX-16

Uwzględniając przytoczone powyżej zależności podstawowe, napisać można równania dynamicznej równowagi tłoczka (9), bilansu przepływu (10) i wydatku przepływającego przez kapilarę (11) w czasie ruchu tłoczka:

$$(9) \quad m \frac{d^2 x}{dt^2} + \frac{A_{st} \mu}{h} \frac{dx}{dt} + \rho L_t \frac{dQ_{zp}}{dt} + \frac{2k\lambda(\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\sqrt{\frac{2}{\rho}}} k_r x p_z + cx + T_0 + G = (S_t - S_k)p_s + S_k p_z.$$

$$(10) \quad Q_0 - k k_r x \sqrt{p_z} = S_t \frac{dx}{dt} + \frac{V_0}{B} \frac{dp_z}{dt},$$

$$(11) \quad \frac{d_k^4 \pi}{128 \mu l_k} (p_z - p_s) = S_t \frac{dx}{dt}$$

Nieliniowe równania różniczkowe (9) i (10) nie można zastąpić równaniami liniowymi, ponieważ przedział słuszności takiego postępowania jest zbyt mały w stosunku do rzeczywistych warunków pracy zaworu przelewowego (zmiana wartości przepływu w całym zakresie). Tak więc rozważania teoretyczne należy przeprowadzić na modelu opisanym nieliniowymi równaniami różniczkowymi.

Z równania (11) wyznaczono p_s , a następnie wstawiono do (9). Wprowadzając wartość współczynników stałych [5] oraz stosując podstawienie podane w [4], otrzymano równania wyjściowe modelowe w postaci:

$$(12) \quad \frac{dx_1}{dt} = x_2,$$

$$(13) \quad \frac{dx_2}{dt} = -7216,76x_2 - 0,0529x_2\sqrt{x_3} - 2,4019 \cdot 10^7 \frac{k_\zeta x_1}{\sqrt{x_3}} + 6,5305 \cdot 10^7 (k_\zeta x_1)^2 + \\ + 2,2108 \cdot 10^7 \frac{k_\zeta x_1}{\sqrt{x_3}} x_2 - 0,0369k_\zeta x_1 x_3 - 272399x_1 + 14,3542 \cdot 10^{-4}x_3 - 3552,66,$$

$$(14) \quad \frac{dx_3}{dt} = 90,9842 \cdot 10^7 - 247,37 \cdot 10^7 k_\zeta x_1 \sqrt{x_3} - 83,7456x_2.$$

Wprowadzając do równań (12) do (14) współczynniki skalowe [5], a także uwzględniając warunki [4], uzyskano równania maszynowe:

$$(15) \quad \frac{dX_1}{d\tau} = 8X_2,$$

$$(16) \quad \frac{dX_2}{d\tau} = 6,59X_2 + (0,01X_2)U_1 + (0,01k_\zeta X_1)U_2 + U_3 + 28,7X_3 - 704,5,$$

$$(17) \quad \frac{dX_3}{d\tau} = 36,39 - 3,19(0,01k_\zeta X_1)(10\sqrt{X_3}) - 0,67X_2,$$

$$(18) \quad U_1 = 0,66(10\sqrt{X_3}) + 0,27 \frac{10k_\zeta X_1}{10\sqrt{X_3}},$$

$$(19) \quad U_2 = 0,13X_1 - 0,73X_3,$$

$$(20) \quad U_3 = -0,54X_1 - 0,15 \frac{10k_\zeta X_1}{10\sqrt{X_3}}.$$

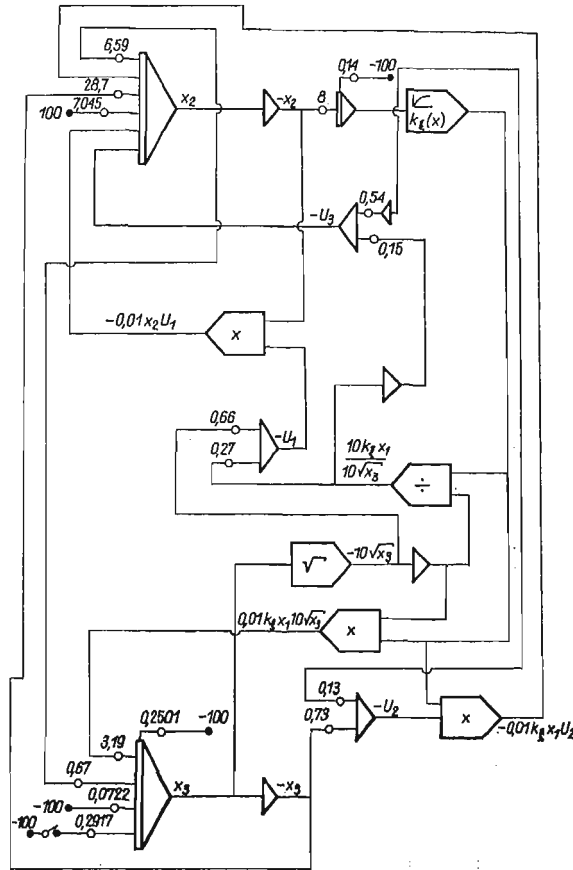
Warunki początkowe są następujące

$$X_1(0) = 14, \quad X_2(0) = 0, \quad X_3(0) = 25,01.$$

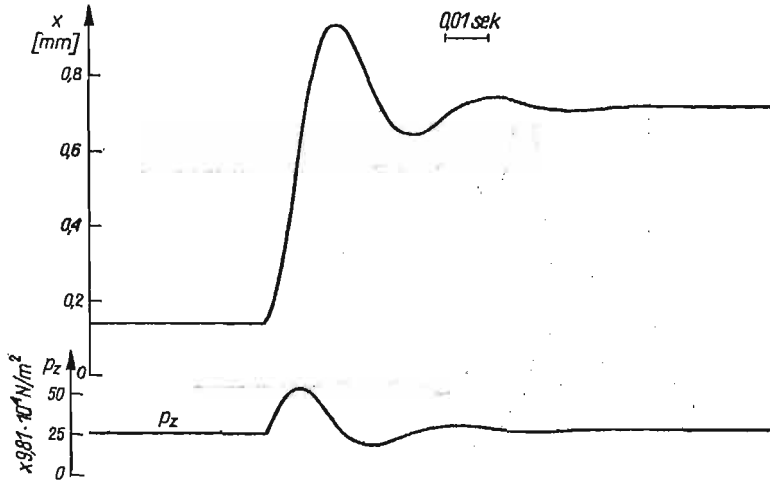
5. Badania modelowe

Równania maszynowe (15) do (20) modelowano na maszynie analogowej MA-3, a model maszynowy ilustruje rys. 7. Wprowadzając wymuszenie skokowe wartości przepływu na integrator generujący sygnał X_3 (ciśnienie p_z) uzyskano rozwiązanie równań w postaci przebiegu ciśnienia i otwarcia zaworu.

Przy wprowadzonym wymuszeniu z $4,23 \cdot 10^{-5}/22,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ i stałej wartości ζ (według [1, 2]) integrator generujący sygnał X_3 wchodzi w obszar nasycenia i można by przypuszczać, że model analogowy jest niestabilny. Wspomniane «nasycenie» integratora wynikało na skutek braku równowagi statycznej sygnałów wprowadzonych do niego, a ściślej niespełnienia równania (1).

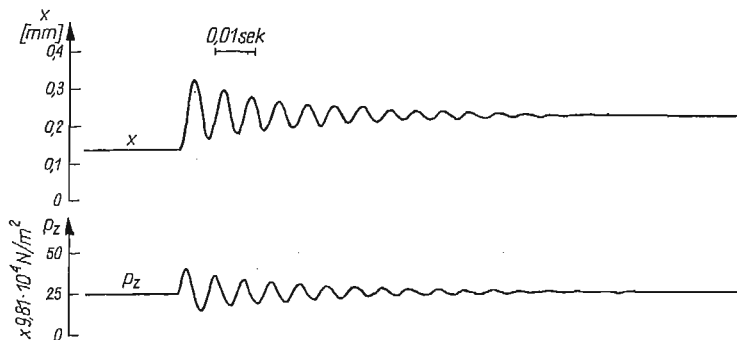


Rys. 7. Model maszynowy zaworu jednostopniowego UZPX-16



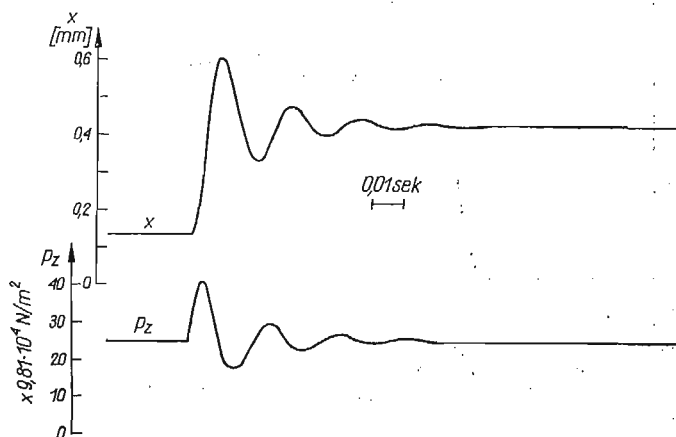
Rys. 8. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu modelowego na wymuszenie skokowe przepływu $Q_0 = 22,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ z założeniem stałej wartości współczynnika strat ζ . Przepływ początkowy $Q_{op} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

Wyliczając wartość współczynnika ζ dla założonych warunków początkowych uzyskano rozwiązanie zamieszczone na rys. 8, przy zmiennym zaś współczynniku strat w funkcji otwarcia zaworu na rys. 9. Powyższe przebiegi wykazują około 200% różnicy w otwieraniu się zaworu w stanie przejściowym, jak i ustalonym.



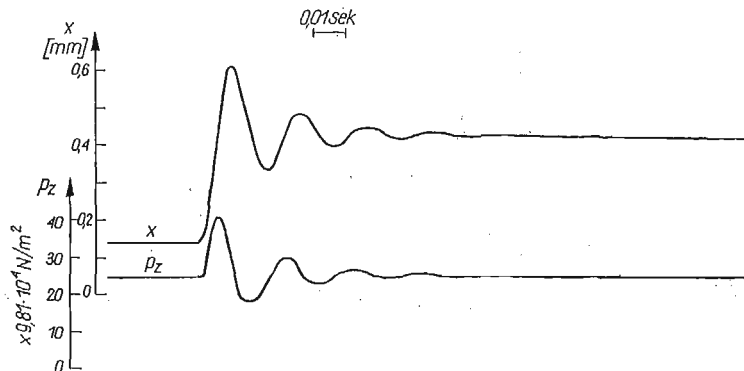
Rys. 9. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu modelowego na wymuszenie skokowe przepływu $Q_0 = 22,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ z uwzględnieniem zmienności współczynnika strat ζ w funkcji otwarcia zaworu. Przepływ początkowy $Q_{0p} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

Analiza wartości poszczególnych sygnałów wchodzących na integrator opisany równaniem (16) — generujący sygnał X_2 — nasuwała pytanie, czy celowe jest wprowadzenie wszystkich sygnałów i czy w ogóle niektóre sygnały będą w wyraźnym stopniu oddziaływać na charakter przebiegu dynamicznego. Ponieważ równania opisujące stan przejściowy mają silne nieliniowości, dlatego nie można było pominąć członów nieliniowych, gdyż w układzie takim trudno z góry przewidzieć, czy nawet małe sygnały członów nieliniowych nie będą silnie oddziaływać w którymś sprzężeniu zwrotnym. Przeprowadzone badania



Rys. 10. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu modelowego na wymuszenie skokowe przepływu $Q_0 = 51,479 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ z uwzględnieniem siły potrzebnej do przyspieszenia medium w zaworze na drodze «wlot — wylot». Przepływ początkowy $Q_{0p} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

modelowe wykazały, że człony nieliniowe w równaniu (16) — pochodzące od zależności (8a) — praktycznie nie mają żadnego wpływu na dynamikę zaworu i w związku z tym można by tej zależności w ogóle nie uwzględniać. Powyższe rozważania ilustrują rys. 10 i 11.



Rys. 11. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu modelowego na wymuszenie skokowe przepływu $Q_0 = 51,479 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$ z pominięciem siły potrzebnej do przyspieszenia medium w zaworze na drodze «wlot — wylot». Przepływ początkowy $Q_{op} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

6. Przebiegi rzeczywiste oraz porównanie ich z przebiegami analogowymi

Przebiegi zaworu jednostopniowego UZPX-16 zarejestrowano podczas badań laboratoryjnych [5] i przedstawiono na rys. 12, 13 i 14;

Analizując wyniki można stwierdzić, że:

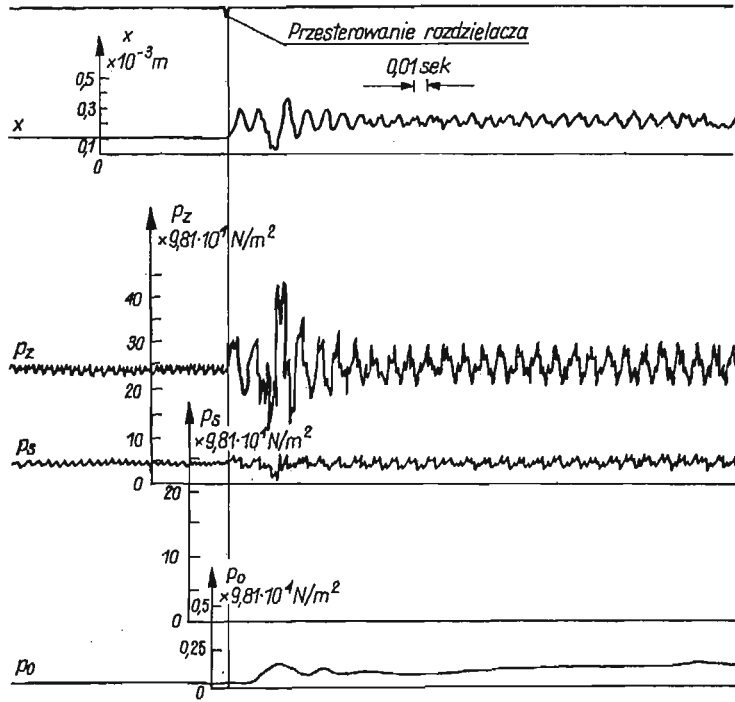
a) w przebiegu ciśnienia p_z od momentu wprowadzenia wymuszenia zauważyć można gwałtowny wzrost ciśnienia przechodzący stopniowo do oscylacji; przyjmowanie stałej wartości ciśnienia w stanie przejściowym jest nieuzasadnione (rys. 12, 13 i 14);

b) w stanach ustalonych występują oscylacje przebiegu p_z , które — jak należy przypuszczać — są spowodowane nierównomiernością tłoczenia zastosowanej pompy wielotłoczkowej (rys. 12, 13 i 14);

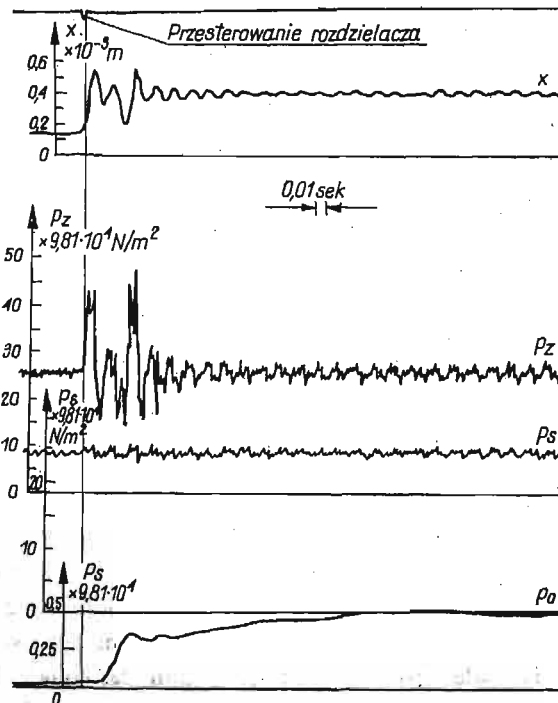
c) ciśnienie w komorze tłumiącej p_s zachowuje przebieg nieporównywalny ilościowo i jakościowo do przebiegu p_z , a zatem potwierdza się charakter tłumiący kapilary (rys. 12, 13 i 14);

d) maksymalna wartość ciśnienia za zaworem (przebieg p_0) nie przekracza 3% wartości ciśnienia p_z ustawionego na zaworze (rys. 14).

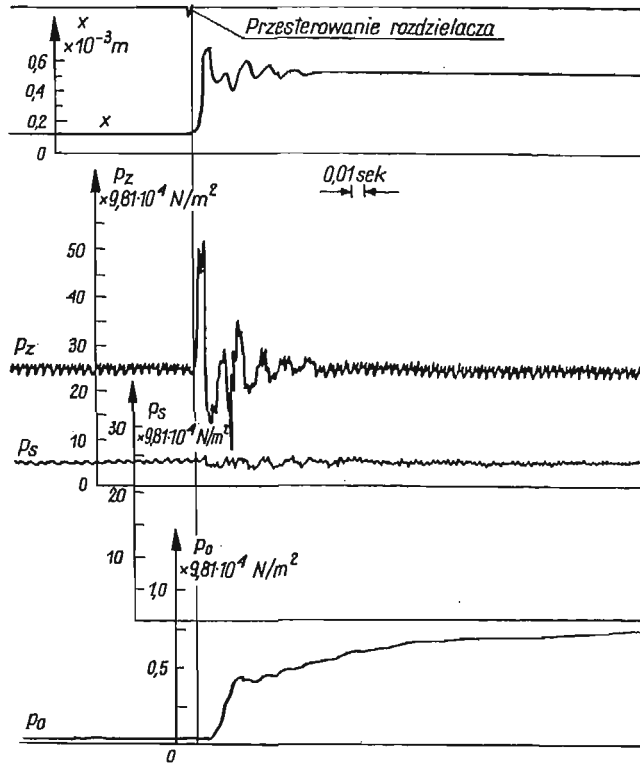
Przebiegi analogowe i rzeczywiste zaworu przelewowego, wykonane dla tych samych wymuszeń (rys. 8, 9 i 12 oraz rys. 10 i 13), ujawniają istnienie drgań własnych o jednakowych częstościach. Pewne odchylenia pod względem jakościowym, w przebiegach rzeczywistych stanu przejściowego, spowodowane mogły być pulsacją pompy oraz chwilowych zatrzymań tłoczka. Zjawisko to — należy przypuszczać — było następstwem «uderzeniowego» działania fali ciśnienia (właściwości dynamiczne linii zasilania). Przebieg analogowy (rys. 8) nie może być porównywalny z przebiegiem rzeczywistym (rys. 12), zatem w modelu matematycznym nie można przyjmować stałej wartości współczynnika strat ζ .



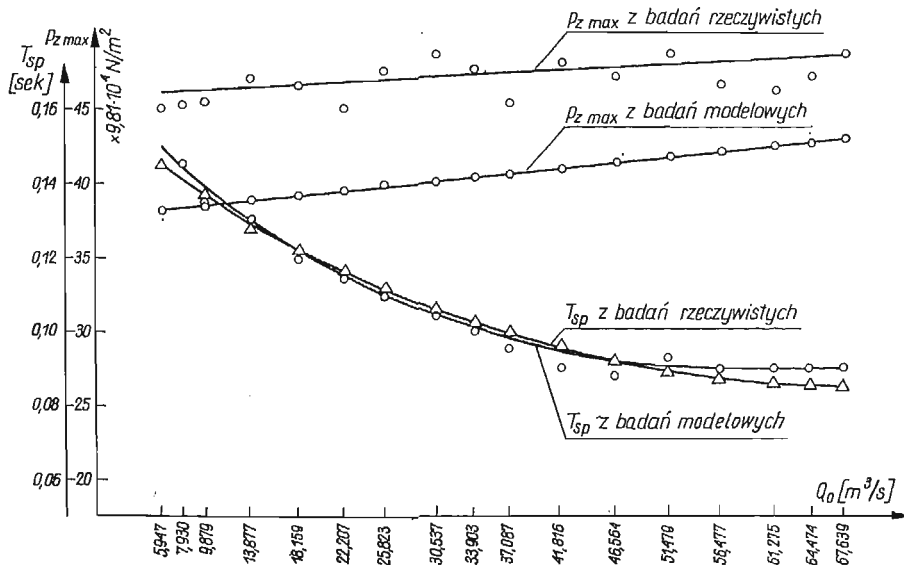
Rys. 12. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu rzeczywistego na wymuszenie skokowe przepływu $Q_0 = 22,25 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. Przepływ początkowy $Q_{op} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$



Rys. 13. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu rzeczywistego na wymuszenie skokowe przepływu $Q_0 = 51,479 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. Przepływ początkowy $Q_{op} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$



Rys. 14. Zawór UZPX-16. Stan przejściowy przebiegu rzeczywistego na wymuszenie skokowe $Q_0 = 69,305 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$. Przepływ początkowy $Q_{0p} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$



Rys. 15. Zawór UZPX-16. Porównanie przebiegów rzeczywistych oraz modelowych T_{sp} i $p_{z \max}$ w funkcji różnych wymuszeń skokowych przepływu. Przepływ początkowy $Q_{0p} = 4,23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$

Dla ilościowego porównania stanu przejściowego zaworu przyjęto maksymalną wartość ciśnienia oraz czas trwania stanu przejściowego (stałą czasową).

Z porównań przebiegów ciśnień przedstawionych na rys. 15 wynika pewne przesunięcie. Przebiegi z badań modelowych przyjmują niższe wartości w stosunku do przebiegów rzeczywistych, a zatem można by sądzić, że model matematyczny nie uwzględnił wystarczająco dokładnie jakiegoś wpływu. Wartość ciśnienia szczytowego z przebiegów modelowych jest niższa średnio o 15% w stosunku do przebiegów rzeczywistych.

Przebiegi czasu trwania przejściowego w obu rodzajach badań prawie pokrywają się, co świadczy o stosunkowo dużej zgodności badań modelowych i rzeczywistych.

7. Wnioski

1. Zbudowanie poprawnego modelu matematycznego zaworu przelewowego wymaga uwzględnienia zmienności współczynnika strat ζ .

2. W równaniach dynamicznych można nie uwzględniać wartości siły przyspieszającej medium w zaworze przy przepływie na drodze wlot — wylot, gdyż jej wpływ na stan przejściowy jest znikomo mały.

3. Badania modelowe zaworów przelewowych w całym obszarze objętościowej wartości przepływu — wychodząc każdorazowo od przepływu minimalnego — nie dopuszczają stosowania liniowych równań równoważnych.

4. W równaniach dynamicznych można pominąć wartość ciśnienia za zaworem (spadek ciśnienia na zaworze $\Delta p = p_z$), gdyż jego wartość jest nieporównywalnie mała w stosunku do wartości ciśnienia p_z ustawionego na zaworze (3%).

Literatura cytowana w tekście

1. J. F. BLACKBURN, G. REETHOF, S. SHEARER, *Fluid power control*, Kranskopf Verlag, Wiesbaden 1962.
2. M. GUILLON, *Teoria i obliczanie układów hydraulicznych*, WNT, Warszawa 1967.
3. E. M. Хаймович, *Гидроприводы и гидроавтоматика станков*, Машгиз, Москва 1959.
4. Praca zbiorowa pod red. O. PALUSIŃSKIEGO, *Maszyna analogowa MA-48*, Wyd. Pol. Śl., 1967.
5. E. TOMASIAK, Praca doktorska, Pol. Śl., 1973.

Резюме

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПЕРЕПУСКНОГО КЛАПАНА С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ АНАЛОГОВЫХ И ДЕЙСТВИТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ

Предметом работы является анализ корректности построенной математической модели стандартного перепускного клапана в переходном состоянии. При построении модели автором дается критика упрощений принимаемых в существующих работах. Математическая модель клапана описывается с помощью нелинейных дифференциальных уравнений с определенными коэффициентами. Уравнения решались с помощью аналоговой вычислительной машины без применения классических упрощений (линеаризации исходных уравнений).

Summary

MATHEMATICAL SIMULATION OF AN OVERFLOW VALVE CONSIDERED
ACCORDING TO ANALOGUE AND DIRECT TESTS

This work refers to the analysis of mathematical simulation for a standard type overflow valve in a transient state of operation. When arranging an analogue model of this valve, the author considered carefully any simplification used before in electronic simulation of this valve. An analogue computer was used to describe the modelling mathematics by means of nonlinear determined differential equations, wherein none common simplification of linear output functions was used.

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

Praca została złożona w Redakcji dnia 27 marca 1974 r.
