

Edward TOMASIAK

MODELOWANIE WPŁYWU PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH  
NA CHARAKTERYSTYKI DYNAMICZNE ZAWORU PRZELEWOWEGO  
UZPX-16

**Streszczenie.** W układach napędowych hydraulicznych zawory przelewowe, w okresie stanu przejściowego, nie utrzymują stałej wartości ciśnienia oraz mają tendencje do wpadania w drgania. Występujące zjawiska są spowodowane takimi parametrami konstrukcyjnymi, jak: średnica i długość elementu tłumiącego (kapilary), sztywności sprężyny oraz luz promieniowy pomiędzy elementem ruchomym a korpusem. Model matematyczny zaworu w stanie przejściowym stanowi układ równań różniczkowych nieliniowych, w którym współczynniki zdeterminowane zawierają wymienione zmienne parametry konstrukcyjne.

### 1. Wprowadzenie

Zawory przelewowe stosowane w układach napędowych utrzymują stałą wartość ciśnienia przez odprowadzenie nadmiaru czynnika roboczego. Podczas pracy zawór jest ciągle otwarty i dlatego w dużym stopniu oddziałuje on na układ przekazując mu swoje własności dynamiczne. Oddziaływanie zaworu na układ uwidacznia się szczególnie w stanach przejściowych, zarówno przy występowaniu drgań swobodnych jak i wymuszonych. Jak wykazały badania, zawory przelewowe bardzo często nie nadążają za szybkimi zmianami odbiorników i podczas tych zmian nie utrzymują wymaganej stałej wartości ciśnienia oraz mają tendencje do wpadania w drgania [1]. Takie ich reagowanie jest spowodowane wzajemnym oddziaływaniem własności dynamicznych zarówno zaworu jak i procesów falowych zachodzących w przewodach instalacji hydraulicznej.

Własności dynamiczne zaworu zależą w głównej mierze od jego parametrów konstrukcyjnych, zaś procesy falowe zależą przede wszystkim od długości samej linii zasilania i pulsacji pompy. Spośród własności dynamicznych największe znaczenie dla eksploatacji zaworów przelewowych mają: przeregulowanie ciśnienia w stanie przejściowym, czas stabilizacji ciśnienia oraz tłumienie drgań swobodnych i wymuszonych.

W niniejszym opracowaniu będą uwzględnione te parametry konstrukcyjne, które w istotny sposób wpływają na dynamikę zaworów i są dobierane w sposób przypadkowy w zależności od wyczcucia i doświadczenia konstruktora.

Parametry konstrukcyjne występujące w zaworze można podzielić na:

1. Parametry stałe związane z wielkością zaworu, czyli nominalną wartością przepływu i ciśnienia:

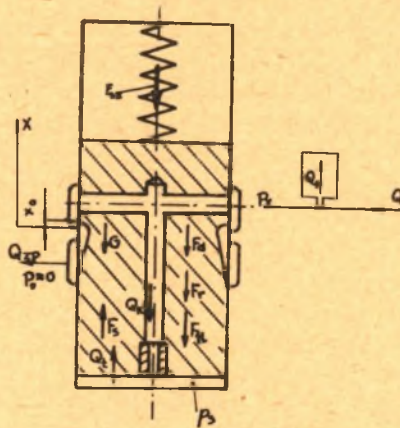
- powierzchnia czynna elementu ruchomego,
- powierzchnia styku elementu ruchomego z korpusem zaworu (warunkuje przewodzenie i szczelność),
- sztywność jednostkowa sprężyny,
- masa elementu ruchomego,
- geometria elementu ruchomego.

2. Parametry zmienne dobierane według wycucia i doświadczenia konstruktora:

- sztywność sprężyny,
- średnica kapilary,
- długość kapilary,
- luz promieniowy między suwakiem a korpusem.

Dobór parametrów zmiennych nie może być przypadkowym, lecz powinien mieć ściśle związek z przeregulowaniem ciśnienia, czasem stabilizacji ciśnienia i warunkami stabilnej pracy.

## 2. Model matematyczny zaworu



Rys. 1. Schemat zaworu przelewowego UZPX-16

Siły:  $F_d$  - bezwładności,  $F_{t1}$  - tarcia lepkiego,  $F_r$  - hydrodynamiczna,  $F_{sz}$  - sztywności sprężyny,  $F_s$  - hydrostatyczna,  $G$  - grawitacyjna. Przepływy:  $Q$  - na wlocie do zaworu,  $Q_1$  - wpływu ścisłości,  $Q_{zp}$  - przez zawór przelewowy,  $Q_t$  - zmiany objętości,  $Q_k$  - przez kapilarę



Uwzględniając wielkości sił i wartości przepływu, a także wnioski z [1] i [2], dochodzimy do układu równań różniczkowych nieliniowych, które opisują zawór - przedstawiony na rys. 1 - w okresie stanu przejściowego:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + \left[ \frac{A_1}{h} + \frac{1}{d_k^4} (A_2 - A_3 d_k^2) \right] \frac{dx}{dt} + A_4 (k_f x) p_z + cx + A_5 - A_6 p_z = 0 \quad (1)$$

$$A_7 \frac{dp_z}{dt} + A_8 \frac{dx}{dt} + A_9 (k_f x) p_z - Q_0 - \Delta Q_1 = 0, \quad (2)$$

gdzie:

- $A_1 \div A_9$  - współczynniki stałe wynikające z konstrukcji zaworu oraz własności fizykochemicznych oleju,
- $c$  - sztywność sprężyny [N/m],
- $d_k$  - średnica kapilary [m],
- $h$  - średni luz promieniowy pomiędzy tłoczkiem a korpusem [m],
- $k_f$  - zastępczy współczynnik strat,
- $l_k$  - długość kapilary [m],
- $m$  - masa zastępcza elementu ruchomego [kg],
- $p_z$  - ciśnienie przed zaworem [N/m<sup>2</sup>],
- $t$  - czas [s],
- $x$  - przemieszczenie tłoczka [m],
- $Q_0$  - początkowa wartość przepływu [m<sup>3</sup>/s],
- $Q_1$  - wymuszeniowa (skokowa) wartość przepływu [m<sup>3</sup>/s].

Równania (1) i (2) zawierają współczynniki zdeterminowane, w których występują parametry konstrukcyjne. Przekształcając powyższe równanie oraz podstawiając według [1] wartości współczynników stałych otrzymano:

$$\frac{d^2x}{dt^2} = - \left[ \frac{1,4176 \cdot 10^{-4}}{h} + \frac{1}{d_k^4} (29,385 \cdot 10^{-8} - 11,4785 \cdot 10^{-4} d_k^2) \right] \frac{dx}{dt} - 0,0369 (k_f x) p_z - 7,1428cx + 14,3542 \cdot 10^{-4} p_z - 3552,66 \quad (3)$$

$$\frac{dp_z}{dt} = 18,058 \cdot 10^7 + 41,6728 \cdot 10^{11} \Delta Q_1 - 247,37 \cdot 10^7 (k_f x \sqrt{p_z} - 83,7456 \cdot 10^{10} \frac{dx}{dt}. \quad (4)$$

Równania różniczkowe (3) i (4) przekształcono do postaci:

$$\frac{dx_1}{dt} = x_2 \quad (5)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = - \left[ \frac{1,4178 \cdot 10^{-4}}{h} + \frac{1}{d^4} (29,385 \cdot 10^{-8} - 11,4785 \cdot 10^{-4} d_k^2) \right] x_2 - 0,0369(k_f x_1) x_3 - 7,1428 c x_1 + 14,3542 \cdot 10^{-4} x_3 - 3552,66, \quad (6)$$

$$\frac{dx_3}{dt} = 18,058 \cdot 10^7 + 41,6728 \cdot 10^{11} \Delta Q_1 - 247,35 \cdot 10^7 (k_f x_1) \sqrt{x_3} - 83,7456 \cdot 10^{10} x_2. \quad (7)$$

Wprowadzając współczynniki skalowe [3] i [1] otrzymano równania maszynowe:

$$\frac{dx_1}{dt} = 8x_2 \quad (8)$$

$$\frac{dx_2}{dt} = -P_1 x_2 - 0,738 [0,01(k_f x_1) x_3] - P_2 x_1 + 28,7x_3 - 704,5, \quad (9)$$

$$\frac{dx_3}{dt} = 7,22 + P_3 - 3,19 [0,01(k_f x_1) 10\sqrt{x_3}] - 0,67x_2. \quad (10)$$

Warunki początkowe:

$$x_1(0) = 14$$

$$x_2(0) = 0$$

$$x_3(0) = 25,01$$

Wartości potencjometrów:

$$P_1 = \frac{1}{250} \left[ \frac{1,4178 \cdot 10^{-4}}{h} + \frac{1}{d^4} (29,385 \cdot 10^{-8} - 11,4785 \cdot 10^{-4} d_k^2) \right], \quad (11)$$

$$P_2 = 1,4285 \cdot 10^{-5} c, \quad (12)$$

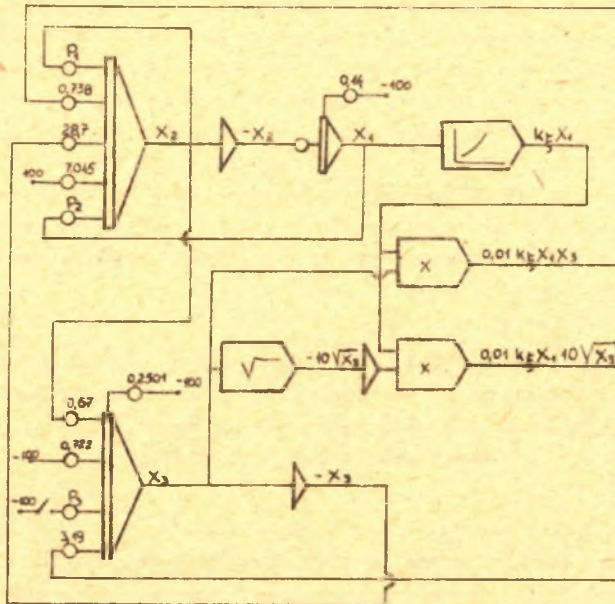
$$P_3 = 16,6691 \cdot 10^4 \Delta Q_1. \quad (13)$$

Zakres wprowadzanych zmiennych parametrów konstrukcyjnych został określony na podstawie analizy stabilności według kryterium Hurwitza [4].



### 3. Badania modelowe

Równania (8), (9) i (10) modelowano na maszynie analogowej MA-3, a ich schemat maszynowy ilustruje rys. 2. Z przebiegów czasowych, będących roz-



Rys. 2. Model maszynowy zaworu przelewowego

wiązaniem analogowym powyższych równań, wybrano wielkości charakteryzujące własności dynamiczne zaworu takie, jak: maksymalne przeregulowanie ciśnienia i czas stabilizacji ciśnienia.

Badania modelowe wpływu parametrów konstrukcyjnych na charakterystyki dynamiczne zaworu przelewowego przeprowadzono przy zmiennych skokowo wartościach przepływu, które wprowadzają około  $\frac{1}{4}$ ,  $\frac{1}{2}$ ,  $\frac{3}{4}$  przepływu nominalnego (40 l/min.) przez zawór, przy przepływie początkowym  $Q_0 = 2,6$  l/min. Przyjęcie przepływu początkowego  $Q_0 = 2,6$  l/min. jest uzależnione od warunków drgań zaworów [5]. Przyjęcie proporcjonalności siły hydrodynamicznej do spadku ciśnienia i otwarcia wymaga teoretycznie pracy zaworu przy otwarciach większych od wartości luzu promieniowego pomiędzy suwakiem i korpusem.

#### a. Wpływ luzu promieniowego

Podstawiając do wzoru (11) na  $P_1$  zmierzone w badanych zaworze wartości parametrów, które wynoszą:  $h = 4,43 \cdot 10^{-6}$  m,  $l_k = 7,4 \cdot 10^{-3}$  m i  $d_k = 0,75 \cdot 10^{-3}$  m otrzymano:

$$P_1 = \frac{1}{250}(31,993 + 6857,614).$$

Pierwszy wyraz w nawiasie reprezentuje tłumienie, pochodzące od luzu promieniowego i jest on nieporównywalnie mały w stosunku do wartości tłumienia kapilary. Aby luz nieznacznie wpływał na tłumienie musiałyby przyjmować wartości dziesięciokrotnie mniejsze od istniejących. Tak wysoka dokładność pasowania suwaka w korpusie zaworu jest technologicznie trudna do osiągnięcia, a wręcz niewskazana z uwagi na tak wysoką czystość (filtrację) oleju. Jeśli przyjmiemy, że ze względu na prawidłowe działanie zaworu, istnieje zakres luzów, który w stosunkowo prosty sposób może być zrealizowany w wykonawstwie, to praktycznie nie wpływa on na własności dynamiczne zaworu. Można zatem przyjąć, że wpływ dokładności pasowania pomiędzy suwakiem a korpusem będzie w głównej mierze uwarunkowany szczelnością zaworu. Tak więc w badaniach modelowych przyjęto stałą (zmierzoną) wartość luzu równą:  $h = 4,43 \cdot 10^{-6}$  m.

#### b. Wpływ średnicy kapilary

Nastawę potencjometru  $P_1$  obliczono przy zmiennej średnicy kapilary i zmierzonej wartości jej długości, wynoszącej  $l_k = 7,4 \cdot 10^{-3}$  m. W tabelicy 1 zestawiono wartości nastaw potencjometrów.

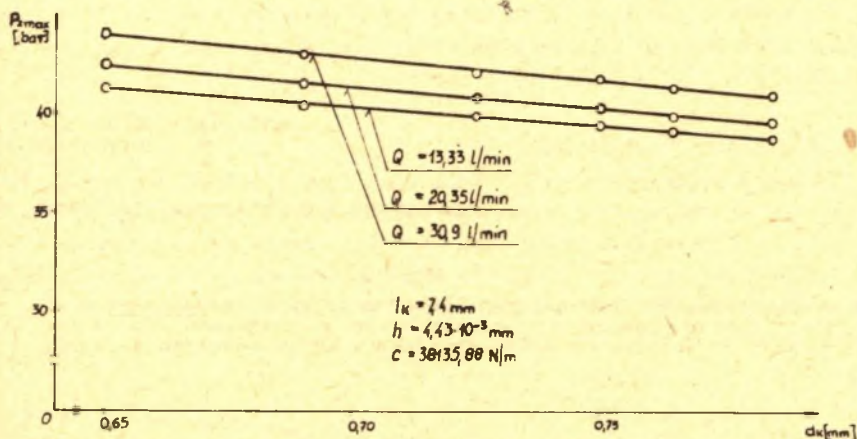
Tablica 1

Wartości nastaw potencjometrów przy zmiennej średnicy kapilary  $d_k$

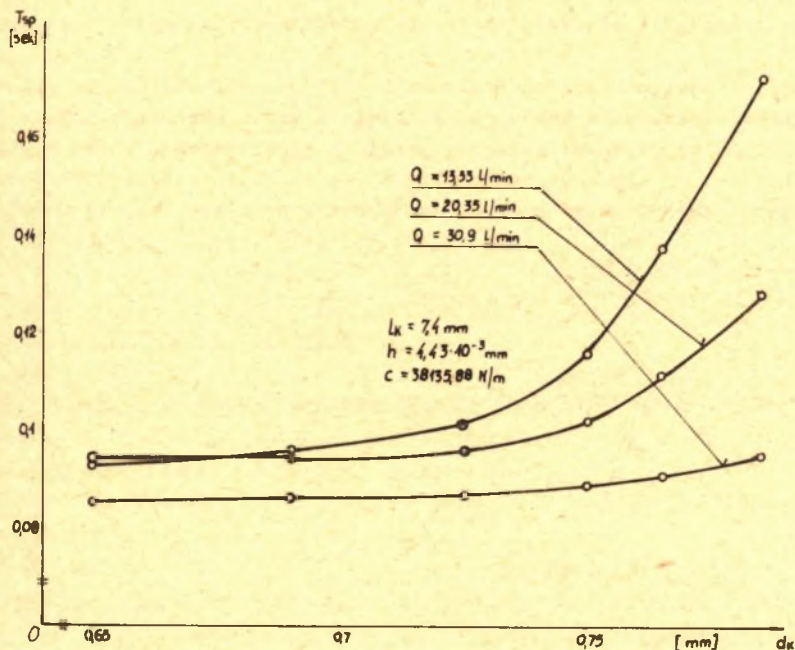
$d_k \cdot 10^{-3}$ [m]	0,65	0,67	0,69	0,71	0,725	0,75	0,765	0,785
Nastawa $P_1$ [V]	48,8	43,2	33,4	34,3	31,5	27,55	25,4	22,9
Nastawa $P_2$ [V]	0,54							
$\Delta Q_1$ [l/min]	$\Delta Q_1 = 10,72$ $\Delta Q_2 = 17,75$ $\Delta Q_3 = 28,3$							
Nastawa $P_3$ [V]	29,8 46,31 78,62							

Wyniki badań wpływu średnicy kapilary na dynamikę zaworu ilustruje rys. 3 i 4. Maksymalne przeregulowanie ciśnienia w stanie przejściowym (rys. 3) wzrasta liniowo w miarę jak maleje średnica kapilary. Wzrost ciśnienia przeregulowania jest następstwem wzrostu tłumienia, które wzrasta przy zmniejszaniu średnicy kapilary.





Rys. 3. Wpływ średnicy kapilary na maksymalne przeregulowanie ciśnienia w zaworze UZPX-16 przy skokowo zmiennym wymuszeniu wartości przepływu. Przepływ początkowy  $Q_0 = 2,6 \text{ l/min}$ ; ciśnienie robocze  $p_z = 25 \text{ bar}$ .



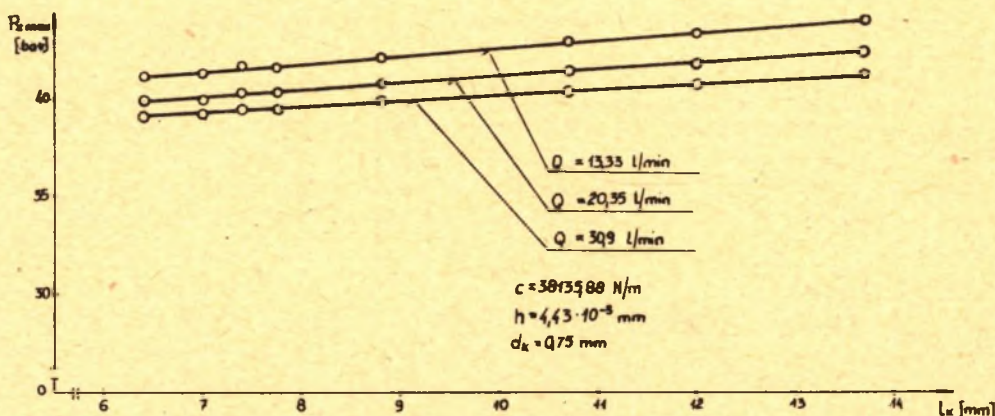
Rys. 4. Wpływ średnicy kapilary na czas stabilizacji ciśnienia w zaworze UZPX-16 przy skokowo zmiennym wymuszeniu wartości przepływu. Przepływ początkowy  $Q_0 = 2,6 \text{ l/min}$ ; ciśnienie robocze  $p_z = 25 \text{ bar}$ .

Czas stabilizacji ciśnienia  $T_{sp}$  (rys. 4) jest funkcją nieliniowo rosnącą w miarę jak wzrasta średnica, czyli maleje tłumienie w zaworze. Wpływ średnicy kapilary na czas stabilizacji ciśnienia jest tym większy im mniejszy jest przepływ przez zawór.

#### c) Wpływ długości kapilary

Nastawę potencjometru  $P_1$  obliczono przy zmiennej wartości długości kapilary i zmierzonej w zaworze jej średnicy, wynoszącej  $d_k = 0,75 \cdot 10^{-3}$  m. W tabelicy 2 zestawiono wartości nastaw potencjometrów.

Długość kapilary oddziałuje proporcjonalnie na tłumienie i maksymalne przeregulowanie ciśnienia w stanie przejściowym (rys. 5) rośnie liniowo wraz ze wzrostem jej długości.



Rys. 5. Wpływ długości kapilary na maksymalne przeregulowanie w zaworze UZPX-16 przy skokowo zmiennym wymuszeniu wartości przepływu. Przepływ początkowy  $Q_0 = 2,6$  l/min., ciśnienie robocze  $p_z = 25$  bar

Czas stabilizacji ciśnienia w zaworze (rys. 6) jest funkcją malejącą nieliniowo wraz ze wzrostem długości kapilary, czyli wraz ze wzrostem tłumienia. Podobnie jak w badaniach wpływu średnicy kapilary tak i tu najwyraźniej uwidoczniają się zmiany tłumienia na czas stabilizacji ciśnienia przy małych wartościach przepływu (wymuszenia) przez zawór.

#### d. Wpływ sztywności sprężyny

Wartości nastaw potencjometrów przy zmiennej sztywności sprężyny zestawiono w tabelicy 3.

Z rys. 7 wynika, że sztywność sprężyny praktycznie nie wpływa na maksymalne przeregulowanie ciśnienia. Z przebiegu czasu stabilizacji ciśnienia (rys. 8) wynika, że sztywność sprężyny wywołuje zmienny wpływ. Wyraźnie można zauważyć optymalną sztywność sprężyny, pozwalającą na osiągnięcie



Tablica 2

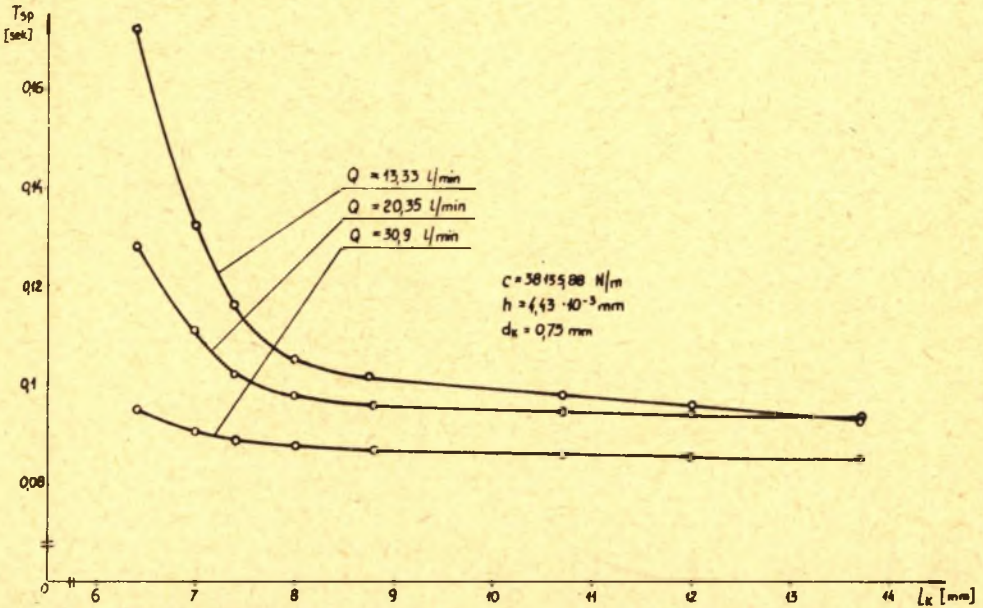
Wartości nastaw potencjometrów przy zmiennej długości kapilary  $l_k$

$l_k \cdot 10^{-3}$ [m]	6,4	7	7,4	7,8	8,5	8,8	9	10	10,7	11	12	13	13,7
Nastawa $P_1$ [V]	23,8	26,1	27,55	29,0	31,6	32,7	33,5	37,2	39,8	40,9	44,6	48,3	50,9
Nastawa $P_2$ [V]	0,54												
$\Delta Q_1$ l/min	$\Delta Q_1 = 10,72$ $\Delta Q_2 = 17,75$ $\Delta Q_3 = 28,3$												
Nastawa $P_3$ [V]	29,8 49,31 78,62												

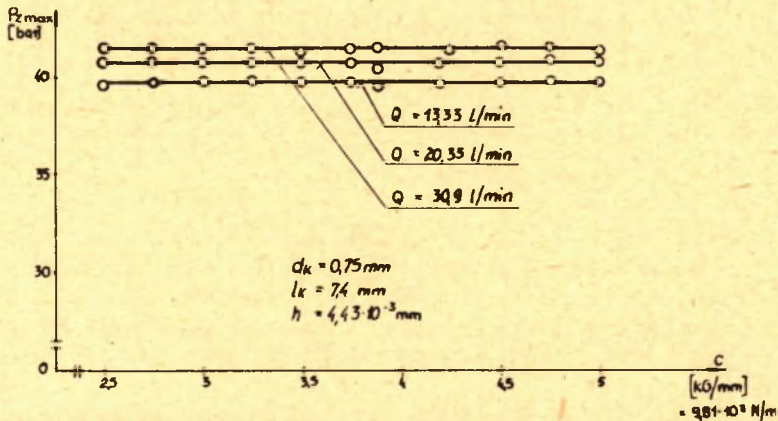
Tablica 3

Wartości nastaw potencjometrów przy zmiennej sztywności sprężyny C

Nastawa $P_1$ [V]	27,55												
C [N/m]	24525	26977	29430	36787	38131,88	41202	44145	46597	49050				
Nastawa $P_2$ [V]	0,35	0,38	0,39	0,52	0,54	0,58	0,63	0,66	0,7				
$\Delta Q_1$ [l/min.]	$\Delta Q_1 = 10,72$ $\Delta Q_2 = 17,75$ $\Delta Q_3 = 28,3$												
Nastawa $P_3$ [V]	29,8 49,31 78,62												

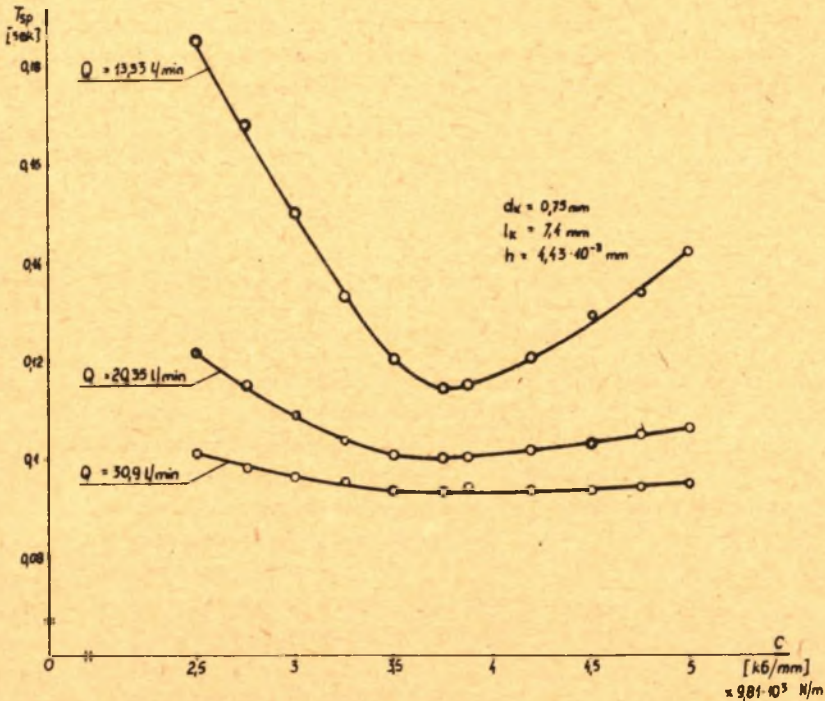


Rys. 6. Wpływ długości kapilary na czas stabilizacji ciśnienia w zaworze UZPX-16 przy skokowo zmiennym wymuszeniu wartości przepływu. Przepływ początkowy  $Q_0 = 2,6 \text{ l/min.}$ , ciśnienie robocze  $p_z = 25 \text{ bar}$



Rys. 7. Wpływ sztywności sprężyny na maksymalne przeregulowanie ciśnienia w zaworze UZPX-16 przy skokowo zmiennym wymuszeniu wartości przepływu. Przepływ początkowy  $Q_0 = 2,6 \text{ l/min.}$ , ciśnienie robocze  $p_z = 25 \text{ bar}$





Rys. 8. Wpływ sztywności sprężyny na czas stabilizacji ciśnienia w zaworze UZPX-16 przy skokowo zmiennym wymuszeniu wartości przepływu. Przepływ początkowy  $Q_0 = 2,6 \text{ l/min.}$ , ciśnienie robocze  $p_z = 25 \text{ bar}$

nięcie najkrótszego czasu stabilizacji ciśnienia. Również i w tym przypadku największy wpływ sztywności sprężyny uwidacznia się przy mniejszych wartościach przepływu.

#### 4. Wnioski

Na charakterystyki dynamiczne zaworu przelewowego UZPX-16 najsilniej oddziałują wymiary geometryczne kapilary, tj. średnica i długość. Parametry te zmieniają zarówno maksymalne przeregulowanie ciśnienia jak i czas jego stabilizacji.

W znacznie mniejszym stopniu na dynamikę zaworu wpływa sztywność sprężyny, która oddziałuje głównie na czas stabilizacji ciśnienia, a maksymalne przeregulowanie ciśnienia praktycznie nie zmienia się.

Średni luz promieniowy pomiędzy suwakiem a korpusem nie ma istotnego wpływu na dynamikę zaworu i może być traktowany jedynie jako parametr warunkujący szczelność.

## LITERATURA

- [1] Tomasiak E.: Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1973.
- [2] Tomasiak E.: Model matematyczny zaworu przelewowego w świetle badań przebiegów analogowych i rzeczywistych. Mechanika teoretyczna i stosowana 4, 1974.
- [3] Praca zbiorowa pod red. Palusińskiego O.: Maszyna analogowa MA-48 Politechnika Śląska, Gliwice 1967.
- [4] Tyrlík T., Tomasiak E.: Stabilność zaworów przelewowych. IV Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna. Postęp w teorii i technice obróbki materiałów. Kraków 1973.
- [5] Guillon M.: Teoria i obliczanie układów hydraulicznych. WNT, Warszawa 1967.

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ КОНСТРУКТОРСКИХ ПАРАМЕТРОВ  
НА ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ  
ПЕРЕЛИВНОГО КЛАПАНА UZPX-16**

**Р е з ю м е**

В гидравлических приводных системах переливные клапаны во время переходного состояния не держат постоянного давления и проявляют склонность к вибрациям. Выступающие здесь явления вызываются такими конструкторскими параметрами как: диаметр и длина демпфирующего элемента (капилляры), жесткость пружины и радиальный зазор между подвижным элементом и корпусом. Математическая модель клапана в переходном состоянии это система дифференциальных уравнений нелинейных, в которых определенные коэффициенты содержат в себе перечисленные переменные конструкторские параметры.

**MATHEMATICAL MODELS OF STRUCTURAL PARAMETERS  
FOR OVERFLOW VALVE TYPE UZPX-16**

**S u m m a r y**

Overflow valves, being in transition state, do not keep stable pressure values and tend to get into vibrations, when used in hydraulic drives. These phenomena depends on the following structural parameters: capillary diameter and length, spring stiffness and sliding fit of the movable element. Mathematical valve model in transition state can be given by a set of unlinear differential equations, the determined coefficient of which include exchangeable variable structural parameters.