ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1987

Seria: MECHANIKA z. 85 Nr kol. 1010

XI OGÓLNOPOLSKA KONFERENCJA TEORII MASZYN I MECHANIZMÓW

11th POLISH CONFERENCE ON THE THEORY OF MACHINES AND MECHANISMS

27—30. 04. 1987 ZAKOPANE

Tomasz KICZKOWIAK

Wydział Mechaniczny
WSI Koszalin

Lucjan T. WROTNY

Instytut Technologii Mechanicznej
Politechnika Warszawska

WPŁYW NIEKTÓRYCH PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH NA PRĘDKOŚĆ TŁOKA W SZYBKOBIEŻNYM SIŁOWNIKU PNEUMATYCZNYM

Streszczenie. Praca ma charakter teoretyczny i stanowi wstęp do badań eksperymentalnych. Przedstawiono w niej wyniki symulacji cyfrowej pneumatycznego siłownika szybkobieżnego z wbudowanym zbiornikiem. Na bazie modeli E.W. Gerc zaproponowano i przebadano cztery modele matematyczne opisujące wspomniany siłownik. Modele różniły się sposobem ujęcia zjawiska tarcia i wymiany ciepła z otoczeniem. Pozwoliły one na stwierdzenie małego wpływu sposobu opisu obu zjawisk na wyniki obliczeń.

Na podstawie zaproponowanych modeli przeanalizowano wpływ średnicy otworu łączącego zbiornik z komorą roboczą na maksymalną prędkość tłoka. Uzyskane wyniki świadczą o istnieniu optymalnej wartości tej średnicy. Dla tej wartości średnicy otworu łączącego zbiornik z komorą roboczą tłok siłownika osiąga największą wartość prędkości maksymalnej. Wyniki badań wskazują również na znaczny wpływ startowej wartości ciśnienia panującego w komorze powrotnej na wartość prędkości.

Układ równań różniczkowych stanowiących opis siłownika rozwiązywano metodą Rungego-Kutty stopnia czwartego z wykorzystaniem komputera firmy Inswell.

1. Wstęp

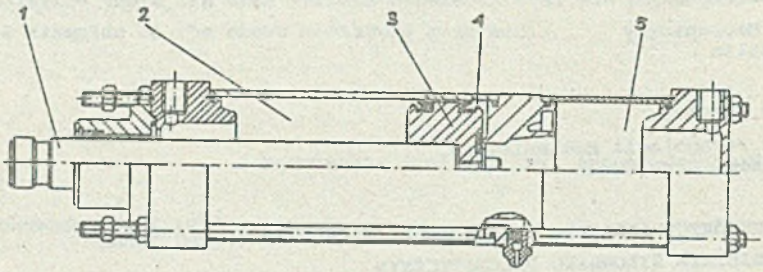
Pneumatyczne elementy wykonawcze znalazły szerokie zastosowanie przy mechanizacji i automatyzacji wielu operacji technologicznych. Aktualnie seryjnie produkowane w kraju siłowniki z tłokiem tarczowym umożliwiają uzyskanie prędkości tłoka rzędu 0,5-1,0 [m/s]. Zwiększenie prędkości ruchu siłowników pneumatycznych umożliwia podniesienie wydajności urządzeń, jak również

zastosowanie siłowników w operacjach wymagających wysokich energii kinetycznych (np. znakowanie wyrobów) lub prędkości (np. cięcie).

Istnieje wiele sposobów umożliwiających zwiększenie prędkości ruchu siłowników pneumatycznych, np.:

- zasilanie gazem o ciśnieniu powyżej 1,0 [MPa],
- stosowanie zaworów szybkiego spustu,
- zwiększanie pola powierzchni przepływu instalacji zasilającej.

Jednym z szerzej stosowanych sposobów jest wbudowanie zbiornika między instalacją zasilającą i komorą roboczą siłownika. Zakumulowane w zbiorniku sprężone powietrze zmniejsza spadki ciśnienia w komorze roboczej podczas ruchu tłoka. Wydłuża to znacznie drogę jego rozpędzania i umożliwia uzyska-



Rys. 1

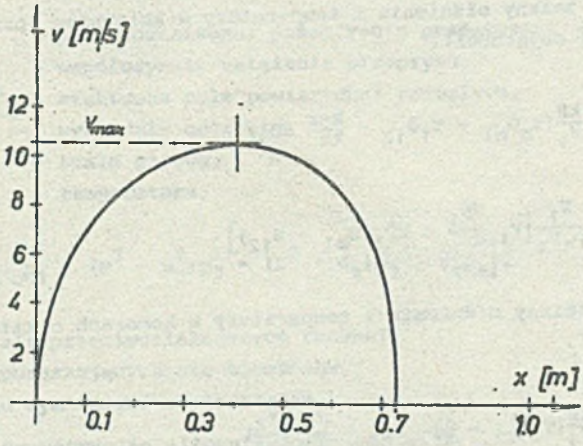
nie prędkości rzędu 6-10 [m/s] [1, 2, 3, 4, 5]. Na rys. 1 przedstawiono konstrukcję siłownika z wbudowanym zbiornikiem. Do zalet tego rozwiązania zaliczyć można:

- prostą konstrukcję, z wykorzystaniem części stosowanych w siłownikach typowych,
- możliwość stosowania typowych elementów zasilających,

do wad zaś:

- stosunkowo długi czas trwania okresu przygotowawczego,
- znaczne zużycie powietrza,
- trudności zmniejszenia (amortyzacji) prędkości ruchu powrotnego.

Mimo wspomnianych wad siłowniki z wbudowanym zbiornikiem znajdują coraz szersze zastosowanie [3]. Niektóre firmy (Martonair, Schrader) produkują je seryjnie, jak również wykonują na ich bazie małe prasy. W związku z tym w pracy zajęto się tą grupą siłowników, a jako kryterium ich oceny przyjęto maksymalną prędkość tłoka. Przykładowe zmiany prędkości tłoka pokazano na rys. 2.



Rys. 2

Projektowanie, a zwłaszcza obliczanie siłowników z wbudowanym zbiornikiem odbiega znacznie od metod postępowania przy projektowaniu siłowników typowych [2, 3].

Jednym z parametrów konstrukcyjnych decydujących o wartości prędkości tłoka omawianego siłownika jest średnica d_o otworu łączącego zbiornik z komorą roboczą. W pracy podjęto próbę określenia wpływu tej średnicy na maksymalną wartość prędkości tłoka.

2. Model matematyczny siłownika z wbudowanym zbiornikiem

Przy opisie zjawisk zachodzących w szybkobieżnym siłowniku pneumatycznym z wbudowanym zbiornikiem przyjęto założenia upraszczające:

1. Powietrze jest gazem idealnym: $u = c_vT$, $i = c_pT$, $c_p/c_v = k$, $pV = mRT$.
2. Czasowy przebieg procesów jest quasi-ustalony.
3. Nie występują upływy gazu z siłownika przez nieszczelności.
4. Przepływ gazu w instalacji odbywa się bez wymiany ciepła z otoczeniem (adiabatyczny).
5. Masa poruszających się elementów jest stała.
6. Dynamiczne oddziaływanie na tłok strumienia powietrza przepływającego ze zbiornika do komory roboczej jest pomijalne.

2.1. Ogólna postać modelu

Opierając się na modelu E.W. Gerc dla siłowników typowych [2, 3] oraz na modelach siłowników z wbudowanym zbiornikiem [3, 4] przy uwzględnieniu założeń upraszczających można zestawić, dla okresu ruchu tłoka, następujące równania różniczkowe:

- opisujące zmiany ciśnienia i temperatury w zbiorniku (przepływowa komora o zmiennej objętości):

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{kR}{V_1}\left(T_m G_{m1} - T_1 G_{12} - \frac{k-r}{kR}\, dQ_1\right) \tag{1}$$

$$\frac{dT_1}{dt} = \frac{T_1}{p_1 V_1}\left[V_1 \frac{dp_1}{dt} - RT_1 (G_{m1} - G_{12})\right] \tag{2}$$

- opisujące zmiany ciśnienia i temperatury w komorach o zmiennej objętości, roboczej:

$$\frac{dp_2}{dt} = \frac{kR}{V_2}\left(T_1 G_{12} - \frac{k-1}{kR}\, dQ_2 - \frac{p_2}{R}\frac{dV_2}{dt}\right) \tag{3}$$

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{T_2}{p_2 V_2}\left(V_2 \frac{dp_2}{dt} + p_2 \frac{dV_2}{dt} - RT_2 G_{12}\right) \tag{4}$$

oraz powrotnej:

$$\frac{dp_3}{dt} = \frac{kR}{V_3}\left(p_3 \frac{dV_3}{dt} - T_3 G_{3a} - \frac{k-1}{kR}\, dQ_3\right) \tag{5}$$

$$\frac{dT_3}{dt} = \frac{T_3}{p_3 V_3}\left(V_3 \frac{dp_3}{dt} - p_3 \frac{dV_3}{dt} - RT_3 G_{3a}\right) \tag{6}$$

- równanie ruchu tłoka:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F_p - F_o \tag{7}$$

gdzie:

V_1, V_2, V_3 – objętości zbiornika, komory roboczej i powrotnej,

$G_{ij} = \mu_{ij} f_{ij} p_i \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_i}}\, \varphi \frac{p_j}{p_i}$ – masowe natężenie przepływu,

i, j - wskaźniki przestrzeni o ciśnieniu wyższym (p_i) i niższym (p_j),

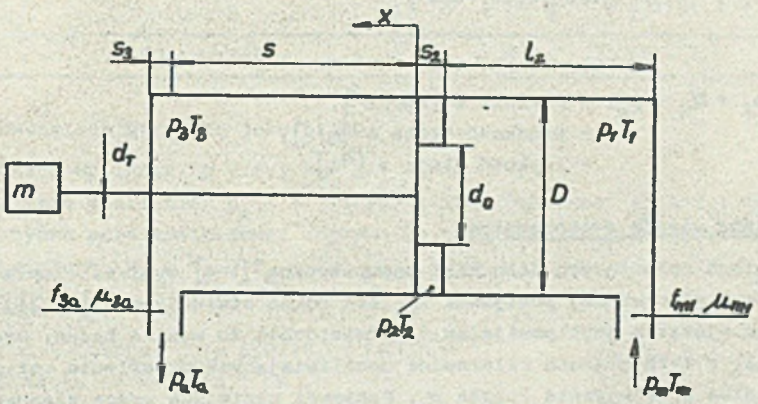
$$\varphi(p_j/p_i) = \begin{cases} 0{,}2588 & \text{dla } 0 \quad p_j/p_i < 0{,}5282 \\ \sqrt{(p_j/p_i)^{2/k} - (p_j/p_i)^{(k+1)/k}} & \text{dla } p_j/p_i > 0{,}5282 \end{cases}$$

f_{ij} - pole powierzchni przepływu z przestrzeni i do j,
μ_{ij} - współczynnik natężenia przepływu,
$f_{ij}\mu_{ij} = f^e_{ij}$ - efektywne pole powierzchni przepływu,
$k = 1{,}4$ - wykładnik adiabaty,
R - stała gazowa,
T - temperatura,

$$F_p = \frac{\pi}{4}\left[d_o^2 p_1 + (D^2 - d_o^2)p_2 - (D^2 - d_t)p_3 - d_t^2 p_a\right],$$

F_o - suma sił przeciwdziałających ruchowi,
m - masa poruszających się elementów,
Q - ciepło wymieniane z otoczeniem.

Parametry geometryczne siłownika pokazano na rys. 3.



Rys. 3

2.2. Siły przeciwdziałające ruchowi tłoka

Siły przeciwdziałające ruchowi tłoka podzielić można na: siły tarcia w uszczelnieniach (tłoka i tłoczyska) i siły zewnętrzne obciążające tłoczysko (siła technologiczna, oporów tarcia napędzanego mechanizmu).

W pracy analizowano tylko siły tarcia w uszczelnieniach ($F_o = F_t$). Określenie opisu tych sił nie wymaga znajomości zastosowania siłownika.

Większość autorów [2, 3, 4] przyjmuje stałość sił tarcia. Nie uwzględniają oni wpływu wartości ciśnienia w komorach i prędkości ruchu tłoka na wartość siły tarcia. Przebieg zjawiska tarcia w uszczelnieniach jest bardzo złożony [6] i nie do końca poznany.

W pracy uwzględniono wpływ ciśnienia na siłę tarcia:

$$F_t = \mu_r DH(p_1 + \sigma_w - p_a) + \mu_r(DH + d_t H_t)(p_3 + \sigma_w - p_a) \tag{8}$$

gdzie:

H, H_t - szerokość uszczelnień tłoka i tłoczyska,
w - napięcie wstępne uszczelnienia,
r - współczynnik tarcia ruchowego.

Współczynnik tarcia ruchowego, w zależności (8), uwzględniano w dwojaki sposób:

- przyjmowano jako stały μ_r = const,
- założono, że zjawisko tarcia w uszczelnieniach przebiega podobnie jak w siłowniku hydraulicznym. Umożliwiło to zastosowanie do określenia μ_r zależności uzyskanej przez A. Karaszkiewicza [6]:

$$\mu_r = 1{,}18(\sigma \cdot v^{0,5}\eta^{0,25})^{-0,61} \tag{9}$$

gdzie:

$\sigma = (p_i + \sigma_w - p_a)$ - naciski w [kG/cm^2],
v - prędkość tłoka w [m/s],
η - lepkość oleju w [^{o}E].

2.3. Wymiana ciepła z otoczeniem

W modelach opisujących siłowniki pneumatyczne [1-4] wymiana ciepła z otoczeniem jest najczęściej pomijana. Znaleźć można stwierdzenia [2, 3], że wpływ tego zjawiska jest pomijalny i potwierdzają to wyniki badań. Brak jest jednak w tych pracach zależności umożliwiających określenie wartości współczynnika przejmowania ciepła α. Ponieważ niniejsza praca stanowi etap początkowy szerszych badań, podjęto próbę potwierdzenia pomijalności wymiany ciepła z otoczeniem. Przeprowadzono analizę dwóch wersji siłowników z wbudowanym zbiornikiem:

- z pominięciem wymiany ciepła z otoczeniem ($dQ = 0$),
- z uwzględnieniem wymiany ciepła ($dQ = \alpha A(T - T_s)dt$).

Dla drugiego wariantu modelu współczynnik α określano za J. Iwaszko [7] z zależności:

$$\alpha = \frac{aRa^n\lambda}{D} \tag{10}$$

gdzie:

$a = 1,48$ i $n = 0,24$ dla $Ra \leq 2 \cdot 10^8$,

$a = 0,093$ i $n = 0,36$ dla $Ra > 2 \cdot 10^8$,

Ra - liczba Rayleigha,

λ - współczynnik przewodzenia ciepła.

Założono przy tym, że temperatura ścianki jest stała (T_s = const). Ilość wymienianego w jednostce czasu ciepła określić można ze wzoru:

$$dQ = \alpha A(T - T_s)dt \tag{11}$$

3. Metodyka badań

Badania symulacyjne przeprowadzono dla czterech modeli matematycznych (tabl. 1).

Tablica 1

Modele analizowane w pracy

Wymiany ciepła \ Ujęcie zjawiska tarcia	μ_r = var	μ_r = const
$Q = 0$	1	2
$dQ = \alpha \Delta T dt$	3	4

W badaniach przyjęto jako stałe:

- średnicę cylindra $D = 0,1$ [m],
- ciśnienie zasilania $p_m = 1,0$ [MPa] i atmosferyczne $p_a = 0,1$ [MPa],
- efektywne pole powierzchni dopływu do zbiornika $f^e_{m1} = 7,85 \cdot 10^{-5}$ [m^2],
- temperatury $T_s = T_a = T_m = 290$ [K],

zmieniano zaś:

- średnicę otworu $d_o = 0,02 \div 0,08$ [m],
- skok tłoka $s = 1,0 \div 0,1$ [m],
- współczynnik tarcia ruchowego $\mu_r = 0,1-0,6$ dla modeli 2 i 4 (tabl. 1),

oraz założono:

- długość zbiornika $l_z = 0,5$ s i objętości szkodliwych $s_2 = s_3 = 0,01$ s,
- wartość parametru konstrukcyjnego [2, 3]:

$$N = \mu_{m1} f_{m1} \sqrt{\frac{2gk}{k-1} mRT_m} / \frac{4sp_m}{\pi D^2} = \text{const.}$$

Analizę ruchu tłoka przeprowadzono dla dwóch wartości efektywnego pola powierzchni wypływu z komory powrotnej:

- $f^e_{3a} = 0$, tj. przy zamkniętym wypływie powietrza z komory,
- $f^e_{3a} = f^o_{3a}$, tj. dla maksymalnego pola powierzchni, przy której tłok zostaje wyhamowany ($v = 0$) przed dojściem do pokrywy ($x < s$).

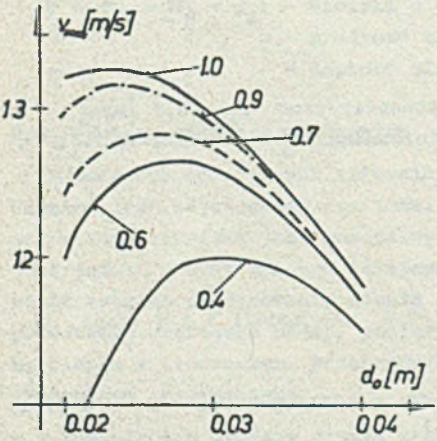
Badania symulacyjne przeprowadzono na komputerze IBM PC. Układ równań różniczkowych (1-7) rozwiązywano metodą Rungego-Kutty stopnia czwartego.

W ramach niniejszej pracy przeprowadzono badania:

1. Wpływu średnicy otworu d_o na maksymalną prędkość tłoka v_{max}. Badania te przeprowadzono dla wszystkich modeli (tabl. 1) przy założeniu $f^e_{3a}=0$, $s = 1$ [m], $\mu_{12} = 1$. Dodatkowo dla modelu 1 przeprowadzono symulację dla $\mu_{12} = 0,9$; 0,7; 0,6; 0,4.
2. Wpływu powierzchni wypływu f^e_{3a} na maksymalną prędkość tłoka przy $d_o = 0,02$; 0,05 i 0,07 [m] z zastosowaniem modelu 3 (tabl. 1).
3. Wpływu skoku siłownika s na przebieg funkcji $v_{max} = f(d_o)$, przy $N = const$ i $f^e_{3a} = 0$.
4. Wpływu współczynnika tarcia ruchowego μ_r na przebieg funkcji $v_{max} = f(d_o)$ przy $\mu_r = 0,1$; 0,3; 0,6 oraz $s = 1$ [m] i $f^e_{3a} = 0$.

4. Wyniki badań

Na podstawie uzyskanych z badań symulacyjnych wyników stwierdzić można, że:



Rys. 4

1. Funkcja $v_{max} = f(d_o)$ posiada maksimum i jest ono zależne od wartości współczynnika natężenia przepływu μ_{12} (rys. 4). Wzrost średnicy d_o powoduje:
   - zwiększenie przeciwciśnienia w komorze powrotnej w chwili rozpoczęcia ruchu; zmniejsza to wartość siły rozpędzającej i uzyskiwanej prędkości,
   - zwiększenie efektywnego pola powierzchni przepływu między zbiornikiem i komorą roboczą. Umożliwia to uzyskanie w trakcie ruchu równości ciśnień w zbiorniku i komorze roboczej, skraca czas ich zrównywania. Efektem tego jest wzrost prędkości.

2. Wpływ efektywnej powierzchni wypływu z komory powrotnej f^e_{3a} na osiąganą prędkość tłoka był nieznaczny (tabl. 2). Wiąże się to z bardzo krótkim czasem ruchu tłoka oraz małą wartością stosunku $f^e_{m1}/\frac{\pi D^2}{4} = 0,01$ przy długim skoku tłoka ($s = 1$ m).

Tablica 2

Wartości prędkości v_{max} dla modelu 3 przy uwzględnieniu hamowania ($v < 0$ dla $x < s$)

f^r_{3a} \ d_o [m]	0,02	0,05	0,07
0	13,17	10,47	7,53
f^o_{3a}	13,26	10,83	7,85

3. Wpływ wymiany ciepła z otoczeniem na maksymalną prędkość tłoka jest pomijalnie mały (tablica 3). Wynika to z krótkiego czasu t osiągania v_{max}, np. dla $s = 1$ [m] i $d_o = 0,02$ [m] uzyskano $t = 0,06$ [s]. Przy uwzględnieniu wymiany ciepła prędkość zwiększa się o ok. $5 \cdot 10^{-3}$ [m/s].

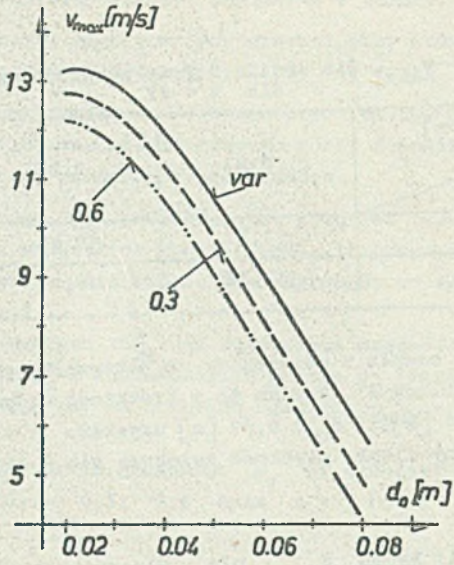
Tablica 3

Wyniki badań v_{max} m/s dla różnych modeli

Współczynnik tarcia		Wymiana ciepła	model \ d_o [m]	0,02	0,04	0,06
VAR		-	1	13,17	11,83	8,99
		+	3	13,17	11,83	8,99
CONST	0,1	-	2	13,02	11,64	8,76
		+	4	13,02	11,64	8,76
	0,3	-	2	12,68	11,18	8,22
		+	4	12,68	11,18	8,22
	0,6	-	2	12,16	10,50	7,41
		+	4	12,16	10,50	7,41

4. Współczynnik tarcia μ_r ma wyraźny wpływ na osiąganą prędkość (tabl. 3). Wzrost μ_r powoduje spadek wartości v_{max}. Osiągnięcie największych wartości v_{max} dla modeli 1 i 3 (μ_r = var) związane jest z wartością współczynnika tarcia ($\mu_r \cong 0,03$ na przeważającej długości skoku) wyznaczoną z zależności (9). Wartość μ_r nie wpływa natomiast na przebieg funkcji $v_{max} = f(d_o)$ (rys. 5).

Podane wyżej wnioski dotyczą szerszej grupy siłowników. Potwierdziły to badania siłowników o różnych skokach przy zachowaniu stałej wartości parametru konstrukcyjnego N = const.



Rys. 5

LITERATURA

[1] ARTOBOLEVSKIJ I.I., HERTZ E.V.: Analysis and Synthesis of a High-Speed Pneumatic Machine Drive. Mechanism and Machine Theory. Vol. 13 1978, pp. 293-300.

[2] GERC E.W.: Napędy pneumatyczne. Teoria i obliczanie. WNT, Warszawa 1973.

[3] GERC E.W.: Dinamika pnewmaticzeskich sistiem maszin. Izdatielstwo "Maszinostrojenije". Moskwa 1985.

[4] PEREL'CWAJG M.J.: K rasczotu udarnogo pnewmaticzeskogo porszniego priwoda. Sbornik: "Teorija maszin awtomatow i pnewmo-gidropriwodow". Izdatielstwo "Maszinostrojenije". Moskwa 1966, s. 203-211.

[5] Schlosser E.: Pneumatische Schlagzylinder Steuerung und Anwendung. Sonderdruck aus "Deutsche Maschinenwelt" N. 4 1965.

[6] KARASZKIEWICZ A.: Analiza węzła uszczelniającego oraz wpływ ciśnienia prędkości i temperatury na tarcie pierścienia o przekroju okrągłym. Praca doktorska Politechniki Warszawskiej. Warszawa 1970.

[7] IWASZKO E.: Nowyj metod izmierienija koefficienta raschoda. Archiwum Budowy Maszyn, tom XXX, zeszyt 3-4 1983, s. 163-172.

ВЛИЯНИЕ НЕКОТОРЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА СКОРОСТЬ ПОРШНЯ ВЫСОКОСКОРОСТНОГО ПНЕВМОПРИВОДА

Р е з ю м е

Работа имеет теоретический характер и является вступлением для экспериментальных исследований. Представлены в ней результаты численного моделирования высокоскоростного пневмопривода со встроенным резервуаром.
На основе моделей Е.В. Герц предложены и исследованы четыре математические модели, описывающие указанный привод. Модели отличались способом описания явления трения и теплообмена с окружающей средой. Эти модели дали возможность потверждения малого влияния способа описания обоих явлений на результаты вычислений.

На основе предложеных моделей проанализировано влияние диаметра отверстия, соединяющего резервуар с рабочей камерой, на максимальную скорость поршня. Полученные результаты свидетельствуют о существовании оптимального значения этого диаметра. При этом значении диаметра отверстия поршень привода достигает наибольшее значение максимальной скорости. Результаты исследований указывают также на влияние начального давления в камере возраста на значение скорости.

Система дифференциальных уравнений, будущая описью пневмопривода, решена методом Рунге-Кутты четвертой степени с использованием компьютера фирмы Инсвелл.

CERTAIN CONSTRUCTIVE PARAMETERS INFLUENCE
ON THE PISTON VELOCITY IN AN INPACT AIR CYLINDER

S u m m a r y

The results of numerical simulation of a high-speed pneumatic cylinder with a built-in reservoir have been presented. Four mathematical models according with E.V. Hertz have been proposed and investigated. Differences between these models are in friction and heat exchange. It has been determined as a small influence of models.

The influence of the port diaphram diameter on the piston velocity has been analysed. The optimum value of the port diaphram diameter has been determined. The optimum because of the maximal piston velocity. The great influence of initial pressure in a decreases chamber has been remarked.

The differential equations set has been solved with Runge-Kutta method four degree using Inswell computer.

Recenzent: Prof. dr inż. Tadeusz Tyrlik

Wpłynęło do redakcji 5.XI.1986 r.