

A.W. DOKUKIN, A.J. ROGOW

A.S. FIEJFIEC

DOBÓR PARAMETRÓW OSIOWO-TŁOKOWYCH SILNIKÓW HYDRAULICZNYCH

Streszczenie. W artykule przeprowadzono krótką analizę istniejących metod doboru parametrów maszyn hydraulicznych oraz przedstawiono założenia metodyki wykorzystanej przy opracowaniu typoszeregu osiowo-tłokowych silników hydraulicznych wielokrotnego działania typu MP, które znalazły powszechne zastosowanie w maszynach, górniczych, charakteryzując się wysokimi parametrami eksploatacyjnymi.

Metodyka, której twórcami są autorzy artykułu, polega na wszechstronnym badaniu parametrów silnika hydraulicznego z wykorzystaniem EMC i może być również wykorzystana przy projektowaniu silników hydraulicznych innego typu, stosowanych w górnictwie.

Zalety, właściwe pojemnościowemu hydraulicznemu napędowi (w szczególności obrotowego ruchu), zapewniają szybki wzrost produkcji zespołów hydraulicznych i zwiększenie ilości maszyn i mechanizmów z tego typu napędem. W artykule prof. Schlösera 1, przedstawiona jest szczegółowa jakościowa analiza różnych typów przekładni, potwierdzająca celowość intensywnego rozwoju i wdrożenia hydrostatycznych przekładni w różnych dziedzinach techniki.

Przy tym zalety właściwe pojemnościowemu napędowi hydraulicznemu w obecnej chwili nie są w pełni wykorzystane. Jedną z podstawowych przyczyn tej sytuacji - naszym zdaniem - jest brak niezawodnych metod uzasadnionego doboru parametrów w stosunku do stawianych im wymagań, które są bardzo liczne i często mają przeciwstawny charakter (na przykład konieczność obniżenia ciężaru i gabarytów napędów hydraulicznych z równoczesnym podwyższeniem ich mocy lub dążenie do zwiększenia momentu skręcającego napędu hydraulicznego połączone ze zwiększeniem okresu użytkowania i zmniejszeniem jego rozmiarów i inne). Umotywowanie parametrów w takich przypadkach osiąga się drogą racjonalnego kompromisu, polegającego na pogodzeniu przeciwstawnych potrzeb. Wybór podstawowych charakterystycznych parametrów maszyn hydraulicznych (lub przekładni w całości) może być oparty na konstrukcyjnym przestudiowaniu dużej (praktycznie chyba niecelowe) ilości wariantów lub na wstępnym analitycznym określeniu eksploatacyjnych charakterystyk, gabarytów i ciężaru maszyn hydraulicznych dla dowolnego połączenia charakterystycznych parametrów. Konieczność opracowania metodyki dla takich obliczeń podkreśla wielu specjalistów, zajmujących się tworzeniem i badaniem hydraulicznych przekładni.

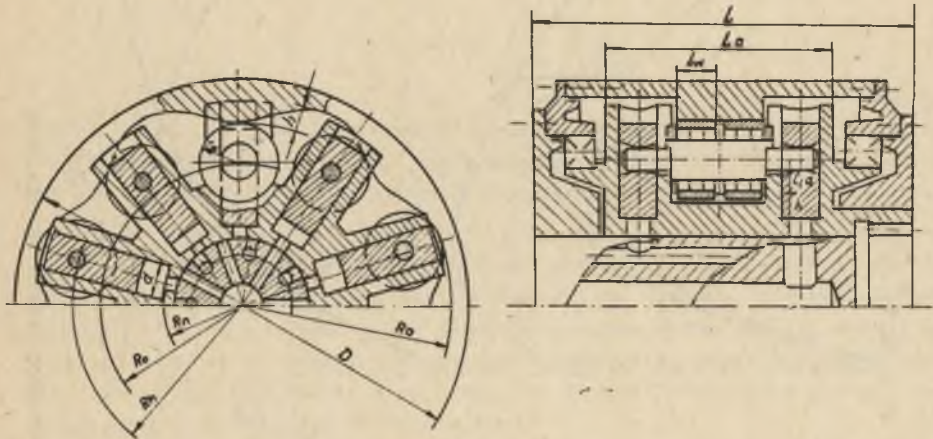
Na przykład R. Kordak [2] uważa za celowe, przy projektowaniu osiowo-tłokowych maszyn hydraulicznych, kierować się normalnym szeregiem liczb dla wyboru średnicy ich tłoka "d", a pozostałe parametry konstrukcyjne określać w zależności od jej wielkości. Taka metodyka charakteryzuje się prostotą i dogodnością a dla określonej klasy hydraulicznych maszyn daje rezultaty bardzo zbliżone do optymalnych. Jednak jest rzeczą widoczną, że przedstawione w pracy [2] zależności noszą formalny charakter i wskutek tego nie pozwalają uwzględnić wpływu niezależnie zmieniających się parametrów (do których można zaliczyć charakterystyki przyjmowanych materiałów, konstrukcyjne i technologiczne cechy a także eksploatacyjne wskaźniki: ciśnienie roboczego płynu, liczba obrotów, trwałość i inne). Pomimo tego, wspomniana metodyka zakłada wstępne opracowanie jednej optymalnej ze względu na parametry konstrukcji, a tworzenie podobnych do niej maszyn wymaga jedynie zmiany skali.

Przy tym okazuje się, że zmiana koncepcji optymalizacji jest rzeczą niemożliwą i na koniec ta metoda nie przewiduje optymalizacji parametrów bardzo ważnych, na przykład dla silników hydraulicznych wielokrotnego działania liczby rzędów tłoków - y , ilości tłoków w jednym rzędzie - Z i liczby skoków tłoka - X na jeden obrót wyjściowego członu maszyny. Próba opracowania metody obliczenia takich silników hydraulicznych zreferowana w pracy [3], oparta jest na doborze połączenia Z i d , gwarantującego nie najmniejsze gabaryty konstrukcji a tylko średnicy.

Ograniczone możliwości tej metody nie pozwalają na ustalenie zależności pomiędzy współczynnikami silnika a jego charakterystycznymi parametrami. Uważamy, że zadanie racjonalnego doboru podstawowych charakterystycznych parametrów hydrostatycznych maszyn wymaga opracowania takiej metodyki obliczeń, która zapewniałaby określenie charakterystyk i rozmiarów konstrukcji dla dowolnego połączenia podstawowych parametrów i przy dowolnych warunkach jego eksploatacji (określanych wielkościami ciśnienia P roboczego płynu, liczbą obrotów n wyjściowego członu, resursem T), a także z uwzględnieniem konkretnych konstrukcyjnych i technologicznych właściwości i własności przyjmowanych materiałów. Rozpatrzmy rozwiązanie tego problemu w stosunku do osiowo-tłokowego silnika hydraulicznego wielokrotnego działania, sądząc, że reprezentuje on najbardziej ogólny typ hydrostatycznej maszyny wskutek bardzo dużej ilości dowolnie zmiennych podstawowych parametrów (y , Z , x). Należy zauważyć, że metodyka opracowana dla osiowo-tłokowego silnika hydraulicznego wielokrotnego działania, koncepcyjnie jest prawdziwa dla hydrostatycznych maszyn innych typów.

Przy opracowywaniu metodyki (rozmiary artykułu zmuszają nas do przedstawienia tylko podstawowych jej założeń) wzięliśmy pod uwagę, że średnica tłoka d jest bardzo ważnym parametrem silnika hydraulicznego, określającym jego gabaryty i ciężar i dlatego jego wielkość powinna być dobrana w sposób umotywowany dla danej roboczej objętości q , dla dowolnego połączenia x , y i Z przy zadanych wartościach p , n i T . Za umotywowany

uważamy taki wybór wielkości d , który zapewni uzyskanie najmniejszych (lub zbliżonych do najmniejszych) gabarytów silnika hydraulicznego ze względu na długość i średnicę.



Rys. 1. Przykład rozwiązania konstrukcyjnego osiowo-tłokowego silnika hydraulicznego

W celu potwierdzenia możliwości takiego rozwiązania, udowodnimy, że zależność pomiędzy średnicą i długością silnika hydraulicznego a średnicą tłoka ma charakter ekstremalny. Wykorzystamy do tego celu jeden z możliwych wariantów wykonania osiowo-tłokowego silnika hydraulicznego (patrz rys. 1).

Aktywny promień R_a silnika hydraulicznego jest równy sumie maksymalnego promienia R_h rozmieszczenia środków wałków i promienia r_w samego wałka, tj:

$$R_a = R_h + r_w.$$

Wielkość R_h określona jest sumą skoku "h" tłoka i początkowego promienia rozmieszczenia środków wałków. Początkowy promień R_o , z kolei równy jest sumie położenia tłokowych wytoczeń w bloku cylindrów, skoku h i pewnej dodatkowej wielkości określanej zwykle z technologicznych i konstrukcyjnych przesłanek i proporcjonalny do średnicy tłoka, tj. $C_e \cdot d$, zatem

$$R_h = R_o + h = R_n + 2h + C_e \cdot d.$$

Zwiększenie średnicy "d" prowadzi do wzrostu wielkości R_n i obniżenia skoku h: tym uwarunkowany jest ekstremalny charakter zmiany promienia R_h w zależności od średnicy tłoka. Na rys. 2a przedstawiono krzywe, odzwier-

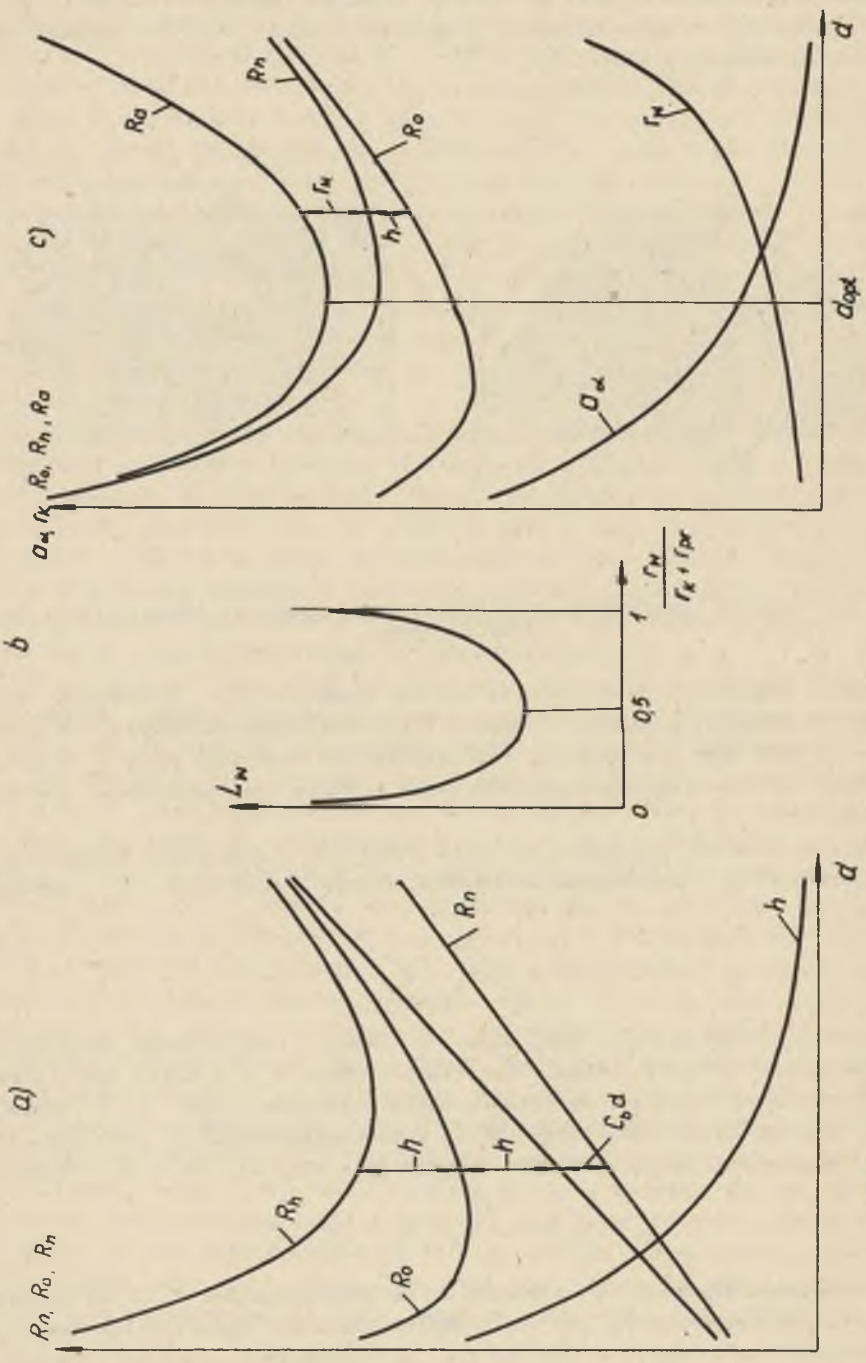


Рис. 2. Зависимость радиуса d вала от факторов влияющих на величину

ciędlące zmianę promienia R_h i składowych jego wielkości. Przy określaniu uzasadnionej wartości promienia r_w należy uwzględnić wpływ tego parametru na długość L_w wałka. Analizując wzór określający naprężenia stykowe przy współdziałaniu wałka z profilowaną prowadnicą

$$\sigma_w = 600 \sqrt{\frac{N}{W_w} + \frac{1}{\varphi_{pr}}}$$

można stwierdzić, że przy stałej wartości normalnej siły N ograniczenie naprężeń stykowych do pewnej dopuszczalnej wielkości wymaga określonej długości L_w . Wielkość L_w zależy od przytoczonej krzywizny $\frac{1}{\varphi_{pr}}$, tj. wymiarów wałka i profilu. Charakter tej zależności ilustruje rys. 2b - pozwala na wybór średnicy wałka z warunku otrzymania najmniejszej jego długości (dla danej średnicy tłoka). Przez r_{pr} na rys. 2b oznaczono promień krzywizny profilu prowadnicy w jego początkowym punkcie. Przy pomocy znanych zależności otrzymamy dla przypadku wykonania początkowego odcinka profilu w kształcie paraboli biegunowej (ze stałym przyspieszeniem a_α) następujący wzór określający promień walca:

$$r_w = \frac{0,5 \cdot R_o^2}{a_\alpha - R_o}$$

Wykorzystanie tej zależności we wzorze na R_h pozwala, przy określaniu średnicy tłoka, uwzględnić warunki otrzymania najmniejszej dla danych parametrów) długości wałka a zatem i zbliżonej do najmniejszej długości silnika hydraulicznego.

Krzywe na rys. 2c ilustrują zależność promienia R_o , przyspieszenia a_α i promienia r_w od średnicy tłoka. Na nim również znajdują się krzywe, przedstawiające zmianę wielkości R_h i R_a . Optymalna wielkość d_{opt} odpowiada minimalnej wartości funkcji $R_a(d)$. Analitycznie ta odpowiedniość może być wyrażona równaniem

$$\left(a_\alpha - \frac{R_o}{2}\right)^2 \frac{dR_o^2}{d(d)} + \frac{R_o^2}{2} \left[\frac{1}{2} \frac{dR_o}{d(d)} - \frac{da_\alpha}{d(d)} \right] + (a_\alpha - R_o)^2 \frac{dr_w}{d(d)} = 0$$

Określana w zaprezentowany sposób wielkość średnicy tłoka pozwala na znalezienie wymiarów podstawowych elementów silnika hydraulicznego. Rozpatrywana metodyka obliczeń przewiduje także kontrolę otrzymanych rezultatów drogą sprawdzenia możliwości rozmieszczenia w granicach R_h czopowego rozdzielacza, wałków na obwodzie okręgu o promieniu R_o i w zakresie r_w niezbędnego według charakterystyk łożyska wałka. Przy sprawdzaniu możliwości rozmieszczenia rozdzielacza jego minimalną średnicę określa się z warunku ograniczenia wyznaczonymi wielkościami strat ciśnienia w kanałach

i przecieków między szczelinami, tj. z warunku zapewnienia niezbędnej wartości sprawności. Sprawdzenie rozmieszczenia wałków, których wymiary w pełni określa znaleziona wartość średnicy tłoka, ma charakter czysto geometryczny.

Kontrola łożyska wałka związana jest z określeniem optymalnej średnicy ciał tocznych (rolek). Za optymalną uważamy taką wielkość średnicy rolek, której odpowiada najmniejsza średnica wałka przy spełnieniu warunku wymaganej trwałości łożyska lub jego największej trwałości przy zadanych wymiarach wałka. W obydwu przypadkach zachowuje się warunki, gwarantujące niezbędny zapas wytrzymałości obudowy łożyska i belki poprzecznej oraz nośnego wałka. Słuszność takiego określenia średnicy rolek można potwierdzić, wykazując, że zależność pomiędzy średnicą D_w wałka a średnicą d_r rolki ma charakter ekstremaalny. Wielkość średnicy D_w (patrz rys. 3a) może być wyrażona sumą

$$D_w = D_r + 2b,$$

a z kolei

$$D_r = d_r \left(1 + \frac{1}{\sin \frac{\pi}{z_r}} \right),$$

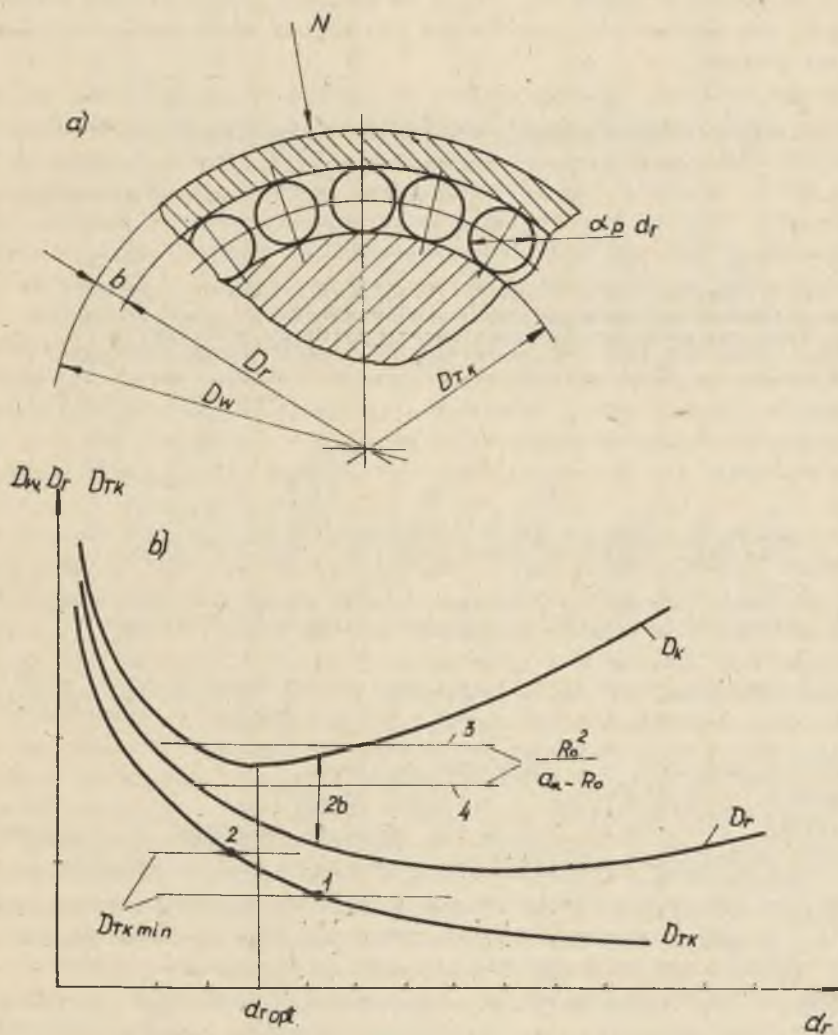
gdzie z_r - liczba rolek.

Nie przedstawiając algebraicznych operacji, polegających na wykorzystaniu znanych równań dotyczących łożysk tocznych, udowodnimy, że przy zakładanych wartościach obciążenia na łożysko, jego prędkości obrotowej i żywotności konieczna liczba rolek zmniejsza się ze wzrostem średnicy d_r . Powyższym uwarunkowana jest zmiany średnicy D_r okręgu opisującego rolki, zgodna z krzywą na rys. 3b. Grubość obudowy wyznaczona z warunku jej wytrzymałości zwiększa się wraz ze wzrostem średnicy rolki. Uwzględniając to na rys. 3b, przedstawiono zmiany średnicy D_w wałka w zależności od średnicy d_r rolki. Optymalna wielkość $d_{r \text{ opt}}$ odpowiada minimum funkcji $D_w(d_r)$. Analitycznie można to wyrazić następującym równaniem

$$\frac{1}{\sin \frac{\pi}{z_r}} - \frac{d_r \cos \frac{\pi}{z_r} \cdot 14,3}{z_r \cdot \sin^2 \frac{\pi}{z_r}} + 1 + \frac{1 + \sin \frac{\pi}{z_r} + d_r \cos \frac{\pi}{z_r} \cdot 14,3 \frac{\pi}{z_r}}{\sqrt{\frac{L_w G_{ob}}{1,5 N_{max}} d_r (1 + \sin \frac{\pi}{z_r})}} = 0.$$

Na rys. 3b zaprezentowano także zmianę średnicy D_{TK} belki poprzecznej pod wałkiem. W celu spełnienia warunku ograniczenia naprężeń w belce poprzecznej założona jej średnica D_{TK} nie powinna być mniejsza od $D_{TK \text{ min}}$. Dlatego, jeśli punkt przecięcia krzywej D_{TK} z linią $D_{TK \text{ min}}$ znajduje się na prawo od wartości $d_{r \text{ opt}}$ (punkt "1"), średnica rolki określona według minimum średnicy D_w nie wymaga skorygowania. Jeśli punkt przecięcia tych

linii znajduje się na lewo od wartości d_r opt (punkt "2"), średnica rolki powinna być określona z warunku $D_{TK} = D_{TK min}$.



Rys. 3. Wykres zależności d_r od D_w, D_r, D_{TK}

Nanosząc na rys. 3b linię spełniającą równanie $\frac{R_0^2}{\alpha_\alpha - R_0}$, stwierdzimy konieczność korygacji wcześniej znalezionych wymiarów wałka. W przypadku przedstawionym linią "3", te poprawki nie są potrzebne, a w przypadku odpowiadającemu linią "4" promień wałka powinien być określony w oparciu o

parametry łożyska, tj. $r_w = \frac{D}{2}$. Przy tym ulega zmianom charakter krzywej R_a na rys. 2c. Krzywa R_a nie zmienia się przy niespełnieniu warunku rozmieszczenia wałków na okręgu o promieniu R_o (w tym przypadku zmienia się charakter krzywych R_o i R_n). Te warianty uwzględnia się w naszej metodyce. Szczegółowe ich zreferowanie, ze względu na rozmiary artykułu, nie jest możliwe.

Z przeprowadzonych wywodów wynika, że charakterystyczną cechą zalecaną przez nas metodyki obliczeń jest znalezienie warunków optymalizacji parametrów silników hydraulicznych przy określeniu średnicy tłoka, promienia wałka, (wymiarów jego łożyska). Taka metodyka pozwala jednolicie i umotywowanie określać wymiary tak silnika hydraulicznego w całości, jak i podstawowych jego elementów. Wykorzystanie tej metodyki zapewnia porównywalność rozważanych wariantów, a więc możliwość wyboru parametrów na podstawie takiego porównania. Analiza wykorzystanych równań wykazuje, że najlepsze rezultaty mogą być otrzymane przy równoczesnym spełnieniu wszystkich ograniczeń (warunki wytrzymałościowe i rozmieszczenia elementów). Rozwiązanie systemu równań, opisujących te wymagania daje optymalną wartość podstawowych charakterystycznych parametrów, jednakże z uwagi na nieciągły charakter ich zmian rezultaty tych obliczeń nie mogą być wykorzystane.

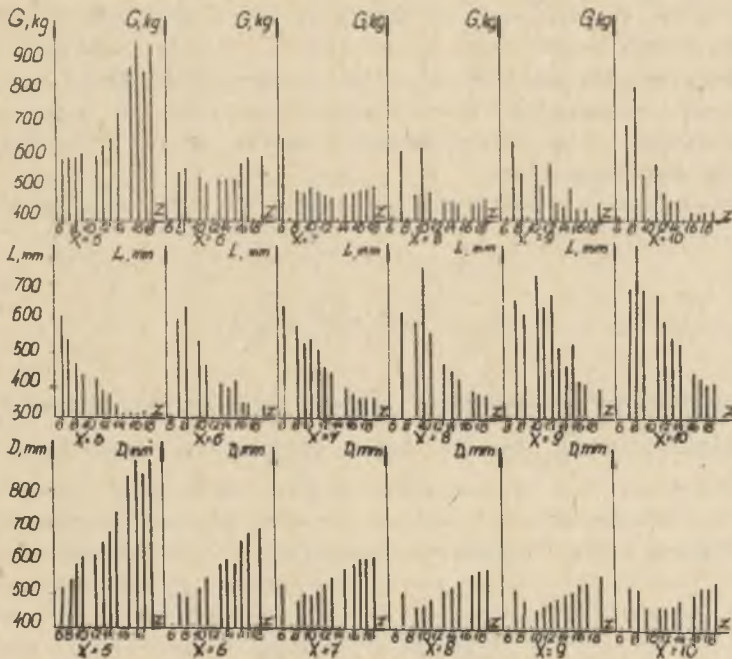
Właściwością opracowanej przez nas metodyki jest możliwość oceny wpływu różnych konstrukcyjnych cech, eksploatacyjnych warunków, a także podstawowych charakterystycznych parametrów, tj. z jej pomocą można przeprowadzić wszechstronne badanie parametrów silnika hydraulicznego. Dla jego przeprowadzenia opracowano i wykorzystano program obliczeń na EMC, oparty na języku "Fortran". W trakcie analizy parametrów osiowo-tłokowego silnika hydraulicznego założono następujące przedziały zmian:

- roboczej objętości $q = 1000-12500 \text{ cm}^3/\text{obr.}$,
- ciśnienia roboczego płynu $P = 100-250 \text{ kG/cm}^2$,
- trwałości $H = 4-21$ mln cykli (co odpowiada resursowi $T = 1000-5000$ godzin przy liczbie obrotów wyjściowego członu $n = 72 \text{ obr./min.}$)

Dla każdego połączenia tych parametrów badano przedziały zmian krotności $X = 5-10$, liczby cylindrów $Z = 6-19$. Ogólna liczba wariantów, rozpatrzonych w trakcie studium parametrów, wynosiła około 30 tys.

Wpływ liczby rzędów rozpatrzono w przedziale $\gamma = 1\pm 4$ na przykładzie silnika hydraulicznego z $q = 1000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ Dla tego silnika określono również wpływ schematu napędowego grupy tłoków: obliczeniom poddano 4 typy grup tłoków, różniące się liczbą wałków i ich rozmieszczeniem względem tłoka. Przy tym stwierdzono również, że przy racjonalnie dobranych parametrach silnika hydraulicznego wykonanie grupy tłoków wywiera niewielki wpływ na jego współczynniki.

Wykresy na rys. 4 pozwalają określić zależność gabarytów (średnica D i długość L) i ciężaru (G) konstrukcji od wielkości krotności X i liczby



Rys. 4. Krzywe umożliwiające określić gabaryty (ciężar G , długość L , średnicę D) w zależności od krotności X i liczby tłoków Z

cylindrów Z na przykładzie dwurzędowego silnika hydraulicznego z roboczą pojemnością $q = 10000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ przy $P = 160 \text{ kg/cm}^2$ i $H = 4,3$ mln cykli. Zależności te mają bardzo złożony charakter, jest to wynikiem nieciągłych zmian X i Z oraz (w jeszcze większym stopniu) największego wspólnego ich dzielnika, wpływającego w zasadniczy sposób na rozmieszczenie charakterystycznych odcinków profilowanej przewodnicy i w efekcie końcowym na wielkość obciążeń w podstawowych elementach silnika hydraulicznego. Tym niemniej można ustalić, że średnica silnika hydraulicznego może być obniżona przy zwiększeniu krotności X . Dla każdej wartości X najmniejsze wielkości średnicy odpowiadają określonym wartościom Z zbliżonym do X , tj. przy $Z = X$. Ponieważ wykonanie silnika hydraulicznego z $Z = X$ (także i przy $Z = nX$, gdzie n - liczba całkowita) nie jest możliwe, najmniejszą średnicę można otrzymać przy $Z = X+1$ i $Z = X+2$. Długość silnika praktycznie monotonnie zmniejsza się ze wzrostem liczby tłoków w obserwowanym przedziale, przy czym jej najmniejsza wartość odpowiada konstrukcjom z małymi wartościami X .

Obniżenie ciężaru silnika hydraulicznego wymaga zwiększenia krotności do $X = 9 \div 10$, przy czym liczba tłoków powinna być równa przykładowo podwójnej krotności, a ściślej $Z = 2X+1$.

W oparciu o rezultaty naszych badań można stwierdzić, że zwiększenie liczby rzędów y pozwala na obniżenie ciężaru i gabarytów silnika hydraulicznego: jednak zwiększenie y powyżej $y = 2$ jest mało efektywne.

Jak pokazał nasz eksperyment, przy opracowywaniu nowych silników hydraulicznych, celowym jest przeprowadzenie kontroli ich wymiarów względnymi parametrami, których optymalizacja oparta jest na bazie przeprowadzonych badań parametrycznych.

Zgodnie z rys. 1 równanie dla określenia $D_a = 2R_a$ może być wyrażona w postaci

$$D_a = 2R_o \left(1 + \frac{r_w}{R_o} + \frac{h}{R_o} \right).$$

Oznaczmy względny promień wałka $\frac{r_w}{R_o} = \alpha$, a także skorzystamy z całkowitego względnego skoku $\frac{h}{R_o} = X$. Jeśli, oprócz tego, oznaczmy względny skok tłoka przez $h/d = \eta$ a stosunek liczby tłoków do krotności przez $\frac{z}{x} = \xi$ to w wyniku przekształceń otrzymamy równanie, wiążące średnicę D_a silnika hydraulicznego z jego względnymi parametrami i z roboczą objętością q :

$$D_a = 2 \sqrt[3]{\frac{4r^2}{\pi \xi} \cdot \frac{X}{y} q \left(\frac{1 + \alpha}{X} + \frac{1}{X} \right)}.$$

Jeżeli oznaczymy względną długość (stosunek długości L_a do części długości, zajętej przez tłoki) przez $\lambda = \frac{L_a}{d \cdot y}$, to otrzymamy wyrażenie

$$L_a = \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{4q}{\pi \cdot \xi \cdot \eta} \left(\frac{X}{y} \right)^2}.$$

Rezultaty parametrycznych badań pozwalają na określenie wartości rozpatrywanych względnych parametrów. W tabl. 1 przedstawiono przykładowo związki pomiędzy zalecanymi wartościami tych parametrów od X dla silnika hydraulicznego o $q = 10000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ przy $p = 160 \text{ kg/cm}^2$ i $H = 4,3$ mln cykli.

Jeżeli uwzględnimy powyższe zależności, to na przykład dla dwurzędowego silnika hydraulicznego aktywna średnica może być określona ze wzoru

$$D_{a_{y=2}} = 15 \frac{1 + 1,5 X}{1 + 0,15 X} \sqrt[3]{\frac{q}{X^2}}.$$

Tablica 1

Liczba rzędów Parametr	1	2	3
$\xi = \frac{z}{x}$		≈ 2	
$\eta = \frac{h}{d}$	$0,6 + 0,045 x$	$\approx 1,17$	$\approx 1,26$
$X = \frac{h x}{R_0}$	$0,95 + 0,12 x$	$1,32 + 0,07 x$	
$X = \frac{r k}{R_0}$	$0,333 - 0,022 x$	$0,43 - 0,033 x$	
$X_{pr} = \frac{x}{1+x}$	$X_{pr} = 0,74 + 0,11 x$		

Zależności służące do określenia wymiarów silnika hydraulicznego, prawdziwych w całym zakresie zmian rozważanych parametrów, można otrzymać, posługując się przedstawioną poniżej kompleksową oceną. Rezultaty parametrycznych badań i wykorzystana do ich przeprowadzenia obliczeniowa metoda pozwalają na określenie bez konieczności prac konstrukcyjnych dla konkretnych warunków wymiarów i ciężaru silnika hydraulicznego, ale nie dają możliwości rozwiązania problemu racjonalnego kojarzenia tych parametrów, których zmiana prowadzi do przeciwstawnych rezultatów, na przykład zmniejszeniu długości towarzyszy wzrost średnicy, zwiększenie obrotowego momentu przy podwyższeniu ciśnienia prowadzi do wzrostu ciężaru, także rośnie ciężar przy konieczności podwyższenia trwałości. Racjonalne rozwiązanie tych zadań jest możliwe w oparciu o metodę kompleksowej oceny parametrów silników hydraulicznych. Ocenę oparto o różne kryteria: najbardziej rozpowszechnionym jest stosunek mocy czy momentu obrotowego do ciężaru. Wadą tych kryteriów jest jednostronność oceny silników hydraulicznych, pierwsze z nich preferuje tendencję do podwyższenia liczby obrotów (i odpowiedniego obniżenia momentu obrotowego), a drugie - nie uwzględniają szybkości maszyny. Te i inne kryteria nie pozwalają na rozważenie trwałości silnika hydraulicznego.

Do celów oceny wskaźnika niezmienności wykorzystano liczbę Kucbacha [2] która określa podobieństwo maszyn hydraulicznych przy założeniu stałej szybkości poślizgu elementów maszyny. Jednak i to kryterium nie pozwala na dobór parametrów silnika hydraulicznego, ponieważ podobieństwo odzwierciedla szczególny przypadek.

Duże znaczenie ma ocena maszyn hydraulicznych przy pomocy przedstawionej w pracy [2] objętościowo-bezwładnościowej stałej. Wykorzystanie jej umożliwiło R. Kordakowi na znalezienie określonych zalet osiowo-tłokowych

silników hydraulicznych. Twierdzi on, że należy przeprowadzić uzupełniające badania w celu określenia możliwości przyjęcia tej stałej do oceny konkretnych konstrukcji. Wadą zaprezentowanej stałej jest nieuwzględnienie warunków eksploatacji silnika hydraulicznego (p , n , T).

W rezultacie tej analizy wynika konieczność opracowania kryterium gwarantującego kompleksową ocenę konstrukcyjnych, eksploatacyjnych i innych właściwości silników hydraulicznych.

Ponieważ podstawowa funkcja silnika hydraulicznego polega na przekształcaniu energii strumienia roboczego ośrodka w energię ruchu obrotowego jego wyjściowego elementu i przy wykorzystaniu tego zjawiska w większości maszyn różnego przeznaczenia jest rzeczą celową zapewnienie maksymalnej energopojemności jednostki ciężaru silnika w najmniejszych możliwych gabarytach, uznano, że racjonalnie będzie wykorzystać w charakterze kryterium efektywności współczynnik, który w ogólnej postaci może być wyrażony zależnością

$$K = \frac{M \cdot w \cdot T}{G \cdot L_x}$$

gdzie:

- M - moment obrotowy silnika hydraulicznego,
- w - jego kątowna prędkość,
- T - reasurs pracy,
- G - ciężar konstrukcji,
- L_x - charakterystyczny wymiar.

Dla silników hydraulicznych, w których ograniczającym jest gabarytowy wymiar średnicy, $L_x = D$; jeśli określonym jest wymiar osiowy $L_x = L$, w ogólnym przypadku $L_x = \sqrt{D \cdot L}$.

Licznik $M \cdot w \cdot T$ wyraża całkowitą ilość energii, która może być przekazana silnikowi hydraulicznemu w okresie zaplanowanego czasu jego pracy. Iloczyn $w \cdot T$ przedstawia ogólną liczbę cykli wyjściowego elementu silnika hydraulicznego w okresie reasurs, tj. proporcjonalnie do trwałości H . W związku z tym, że trwałość silników hydraulicznych w dużym stopniu określona jest przydatnością do pracy wykorzystanych w nich siłowo-oporowych elementów, to dla konstrukcji z oporami na bazie łożysk tocznych, analogicznie do metod ich obliczeń, trwałość może być wyrażona zależnością o postaci $H^{0,3}$ (dla silników hydraulicznych, w których określającym trwałość jest inny niż u łożysk tocznych rodzaj zużycia, wykładnik przy H będzie miał inne wartości). Jeśli trwałość określamy ze wzoru $H = 60 \cdot n \cdot T \cdot 10^{-6}$ mln cykli, równanie kryterium efektywności silników hydraulicznych ma postać

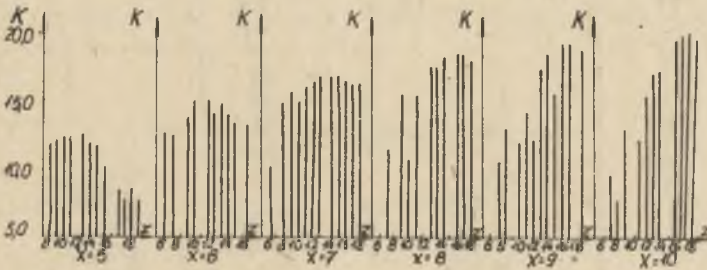
$$K = \frac{M \cdot H^{0,3}}{G \cdot L_x} = \frac{q \cdot p \cdot \eta_M (60 \cdot n \cdot T \cdot 10^{-6})^{0,3}}{2 \cdot \pi \cdot G \cdot \sqrt{DL}}$$

gdzie:

- q - robocza objętość silnika hydraulicznego,
- p - straty ciśnienia między ciśnieniowymi a przelewowymi (odpływowymi) hydroliniami,
- η_M - mechaniczna sprawność konstrukcji.

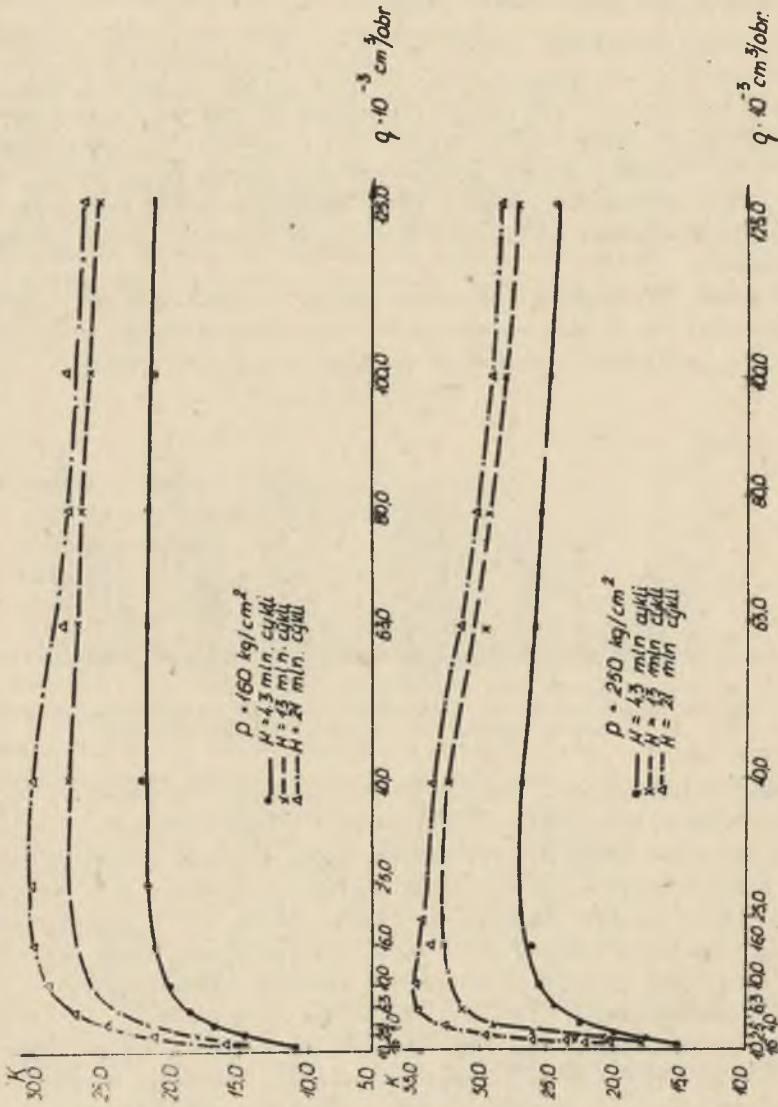
Z ostatniej zależności wynika, że kryterium K uwzględnia geometryczne (q), siłowe (P), energetyczne (η_M) charakterystyki silnika i jego trwałość (H); zwiększenie tych parametrów wpływa na poprawę stopnia jakościowego konstrukcji; podwyższenie ciężaru (G) silnika i jego gabarytowych wymiarów (D i L) obniża efektywność wykorzystania takiej konstrukcji. Właściwością bezwymiarowego kryterium K jest względna prostota jego określenia, ponieważ jego składowe współczynniki z reguły znajdują się w prospektach i katalogach.

Przy pomocy kryterium K , drogą porównania rozpatrywanych wariantów, można określić racjonalne parametry silnika hydraulicznego i ustalić celowość jego zastosowania w różnych eksploatacyjnych warunkach.



Rys. 5. Wykres zmian kryterium efektywności K w zależności od krotności X i liczby tłoków Z silnika hydraulicznego

Na rys. 5 przedstawiono wykres zmian kryterium efektywności w zależności od krotności X silnika hydraulicznego i liczby tłoków Z , otrzymany w rezultacie wspomnianych parametrycznych badań silników wielokrotnego działania. Analizując go można wyciągnąć wniosek o celowości zwiększania krotności X przy zgodnym podwyższeniu liczby tłoków Z . W procesie parametrycznego badania otrzymano także dane, umożliwiające ocenę zmian kryterium w zależności od objętości roboczej silników hydraulicznych i od warunków ich eksploatacji (rys. 6). Zależność kryterium K od roboczej objętości pozwala stwierdzić, że wielkość K zwiększa się w przedziale $dq \sim 6300 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ i przy dalszym zwiększaniu roboczej objętości jest praktycznie stała, co świadczy przede wszystkim o niezależności kryterium od absolutnych wymiarów, tj. potwierdza jego uniwersalność, a także wskazuje na celowość stosowania osiowo-tłokowych silników hydraulicznych wielokrotnego działania w zakresie dużych objętości roboczych. Z rezultatów parametrycznych badań jest widoczna racjonalność zwiększenia ciśnienia spręż-



Rys. 6. Wykres zmian kryterium efektywności K w funkcji objętości roboczej silników hydraulicznych

zania. W badanym przedziale zmian ciśnienia, nie biorąc pod uwagę pewnego wzrostu wymiarów, bardziej intensywny wzrost momentu obrotowego zapewnia zwiększenie kryterium K (patrz rys. 6). Z powyższego wynika wniosek, że stosowanie rozpatrywanych przez nas konstrukcji osiowo-tłokowych silników hydraulicznych wielokrotnego działania jest najbardziej efektywne w hydrosystemach o poziomie ciśnienia $P = 250-320 \text{ kg/cm}^2$.

Także efektywne jest podwyższenie trwałości silnika hydraulicznego, któremu towarzyszy wzrost kryterium (patrz rys. 6). Intensywność zwiększenia K ze wzrostem liczby cykli H nieco obniża się przy wzroście objętości roboczej, ciśnienia i absolutnej wartości H, w obserwowanym przedziale tych parametrów (ciśnienie - do 250 kg/cm^2 , objętość robocza - do $125000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$, trwałość - do 21 mln cykli) racjonalność zwiększenia trwałości nie budzi wątpliwości.

Przy analizie napędów hydraulicznych korzystną rzeczą jest dysponowanie zależnościami określającymi wymiary silnika hydraulicznego. Na podstawie przeprowadzonej analizy otrzymaliśmy równania, pozwalające wstępnie ocenić największą przy danych warunkach wielkość kryterium K, a także odpowiadające jej wartości średnicy i długości osiowo-tłokowego silnika hydraulicznego wielokrotnego działania. Równania te są słuszne w całym przedziale badanych parametrów i mają postać

$$K = \frac{1,265 (x - 4)^{0,27} \sqrt{D}}{(13/H)^{0,912} \ln(1,03+0,02x)};$$

$$D = (48,1 - 1,96 \ln^2 q) \sqrt[3]{\frac{q}{x}} + \Delta D;$$

$$L = 1750 \sqrt[3]{\frac{q^2 p (0,077 H)^{0,6} - 1,825 \cdot \ln(1,03+0,02x)}{(x - 4)^{0,54} [48,1 - 1,96 \ln q] q (x + 8)^5}} + (\Delta L - 23),$$

gdzie: $[q] = 1/\text{obr.}$

Rezultaty przedstawionego przez nas parametrycznego badania stanowiły podstawę dla opracowania typoszeregu silników hydraulicznych wielokrotnego działania MP. Szereg utworzony w przedziale od $q = 1000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ GOST 14062-68, a w przedziale od $q = 6300 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ do $q = 125000 \text{ cm}^3/\text{obr.}$ na bazie szeregu R10. Parametry silników hydraulicznych opracowanego szeregu przedstawiono w tablicy nr 2. Wynika z niej, że te silniki hydrauliczne różnią się od znanych mniejszymi gabarytowymi wymiarami (około 30-40%) i ciężarem (50-80%), posiadają lepsze energetyczne charakterystyki i współczynniki niezawodności. Eksploatacja silników hydraulicznych typu MP w napędach maszyn i mechanizmów różnego przeznaczenia potwierdziła ich wysokie współczynniki.

ZAKOŃCZENIE

Metodyka obliczeń, której podstawy przedstawiono w artykule, gwarantuje przeprowadzenie wszechstronnego parametrycznego badania tłokowych silników hydraulicznych wielokrotnego działania. Jego rezultaty pozwalają, z uwzględnieniem przedstawionego kryterium, racjonalnie dobierać parametry silników hydraulicznych, o czym świadczą charakterystyki opracowanego szeregu osiowo-tłokowych silników hydraulicznych typu MP, które znalazły zastosowanie w maszynach górniczych, a także w maszynach i mechanizmach ogólnego przeznaczenia. Metodyczne podstawy badań i kryteriów dla kompleksowej oceny mogą być wykorzystane przy analizie silników hydraulicznych innego typu.

LITERATURA

- [1] Schlösser W.M.J.: Hydrostatische Systeme in Maschinen. Technische Rundschau nr 44, 1974.
- [2] Kordak R.: Ähnlichkeitswerte in dezimalgeometrischer Stufung bei Axialkolbeneinheiten. Ölhydraulik und pneumatik, nr 10, 1973.
- [3] Ponomarenko J.F.: Wysokomomentnyje radialno-porszniewyje gidromotory gornych maszyn. Niedra, 1972.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ РАДИАЛЬНО-ПОРШЕВЫХ ГИДРОМОТОРОВ

Р е з ю м е

В статье совершенно короткий анализ существительных методов выбора параметров гидравлических машин и представлено предпосылки по методике использованной при разработке ряда типов гидромоторов типа МП, которые нашли вообще применение в горных машинах характеризующиеся хорошими эксплуатационными параметрами.

Методика, создана авторами, полагает на всесторонним испытанию параметров гидромоторов при использовании математической машины и может быть использована при испытыванию гидромоторов других типов принимающих в угольной промышленности.

THE DETERMINATION OF PISTON-AXIAL HYDRAULIC ENGINES PARAMETERS

S u m m a r y

In the paper, it was carried out a short analysis of existing methods for determination of hydraulic machines' parameters and it was presented the basic assumptions for methodology applied in a design of typical se-

ries of hydraulic engines of MP type, which had been applied in the mine machines exhibiting high exploitation parameters. The methodology, that was created by the authors, depends on comprehensive testing of hydraulic engine parameters with a help of computer and may be utilized in a design of hydraulic engines applied in mining.