

Opracowanie metody wyznaczenia zastępczych charakterystyk sprawnościowych dla pomp wyporowych

Piotr Osiński, Paweł Bury, Rafał Cieśllicki, Wojciech Noworolnik

1. Wstęp

Pompy wyporowe są elementami hydrostatycznych układów napędowych, które pełnią funkcję generatorów energii. Zamieniają energię mechaniczną dostarczoną przez silnik napędowy na energię ciśnienia zakumulowaną w przetłaczanym czynniku roboczym. O ich szerokim zastosowaniu w układach napędowych i sterujących decyduje spełnienie trzech podstawowych wymagań [2, 9, 10]:

- wytworzenia wysokich ciśnień roboczych przy jak najwyższych sprawnościach;
- zapewnienia odpowiedniej i jak najmniej zmieniającej się wydajności w całym zakresie ciśnień roboczych;
- zdolności do samozasysania cieczy roboczej ze zbiornika.

Realizacja tych wymagań związana jest z zapewnieniem możliwie największej szczelności wewnętrznej, którą zapewnią konstrukcja pomp wyporowych. Wewnętrzna szczelność jest warunkiem koniecznym, umożliwiającym poprawne działanie pomp wyporowych. Działanie pomp wyporowych polega na przetłaczaniu określonej dawki (objętości) czynnika roboczego z przestrzeni ssawnej do tłocznej za pomocą elementów wyporowych. Nie byłoby to możliwe, gdyby nie szczelne oddzielenie przestrzeni ssawnej od tłocznej, oraz szczelność pomiędzy komorą wyporową a elementami wyporowymi. Uzyskana szczelność ma również wpływ na wartość sprawności ogólnej pompy zębatej [1, 2, 4, 6, 9].

Pojęcie sprawności pompy jest ściśle związane ze stratami energii występującymi podczas pracy jednostki. Biorąc pod uwagę przyczynę ich powstawania, straty w pompach wyporowych można podzielić na: straty objętościowe oraz straty hydrauliczno-mechaniczne [2, 4, 9].

Straty objętościowe (wolumetryczne) spowodowane są przeciekami czynnika roboczego z komór wyporowych przez szczeliny, występujące pomiędzy elementami wyporowymi a ściankami komór roboczych. Zmniejszają one ilość cieczy dostarczaną każdorazowo do obszaru tłoczego. Końcowym efektem jest zmniejszenie wydajności teoretycznej Q_t o wartość ΔQ , która określa wielkość strat objętościowych. Wydajność rzeczywistą Q_{rz} pompy można zdefiniować wzorem:

$$Q_{rz} = Q_t - \Delta Q \quad (1)$$

Aby ocenić wpływ wielkości strat objętościowych na bilans energetyczny pompy wyporowej, zostało wprowadzone pojęcie sprawności objętościowej (wolumetrycznej). Jej wartość od-

Streszczenie: W artykule przedstawiona została metoda wyznaczania zastępczych charakterystyk sprawnościowych. Opisane zostało zastosowanie metody, warunki przeprowadzenia badań oraz algorytm opracowania i przedstawiania uzyskanych charakterystyk.

Abstract: This paper presents method of creating vicarious efficiency characteristics. Here is described utility, conditions for research and the method of elaborate and present the characteristics.

powiada ilorazowi wydajności rzeczywistej Q_{rz} do wydajności teoretycznej Q_t :

$$\eta_v = \frac{Q_{rz}}{Q_t} = \frac{Q_t - \Delta Q}{Q_t} = 1 - \frac{\Delta Q}{Q_t} \quad (2)$$

Straty hydrauliczno-mechaniczne spowodowane są przez tarcie, występujące pomiędzy wszystkimi współpracującymi powierzchniami, oraz przez opory przepływu czynnika we wszystkich kanałach wewnętrznych pompy. Mają wpływ na wartość momentu przyłożonego do wałka pompy sprawiając, iż moment rzeczywisty M_{rz} jest większy od momentu teoretycznego M_t o wartość momentu strat ΔM :

$$M_{rz} = M_t + \Delta M \quad (3)$$

Analogicznie do sprawności objętościowej (wolumetrycznej) wprowadzony został parametr opisujący sprawność hydrauliczno-mechaniczną. Jego wartość określa się jako iloraz momentu teoretycznego M_t do momentu rzeczywistego M_{rz} , przyłożonego do wałka pompy:

$$\eta_{hm} = \frac{M_t}{M_{rz}} = \frac{M_t}{M_t + \Delta M} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta M}{M_t}} \quad (4)$$

Z kolei sprawność całkowita pompy wyporowej jest stosunkiem mocy efektywnej N_e , jaką można wykorzystać w układzie, do mocy napędowej N_g , dostarczonej do jednostki przez układ

napędowy (5). Rozpisując obie moce oraz przekształcając równanie, sprawność całkowitą pompy można przedstawić jako iloczyn sprawności wolumetrycznej oraz sprawności hydrauliczno-mechanicznej [1, 2, 5, 9, 10]:

$$\eta_c = \frac{N_e}{N_g} = (\dots) = \eta_v \eta_{hm} \quad (5)$$

Sprawność pomp wyporowych oraz jej zmiany wraz z parametrami pracy należą do podstawowych informacji charakteryzujących jednostkę. Wyznaczenie charakterystyk sprawnościowych jest ważnym elementem oceny jednostki lub porównania jednostek różniących się konstrukcją. Charakterystyki sprawnościowe powinny być również zamieszczone w kartach katalogowych pomp wyporowych.

Zagadnienie wyznaczenia charakterystyk sprawnościowych pomp wyporowych może być skomplikowane ze względu na charakter pracy pompy. Metody numeryczne wymagają wprowadzenia koniecznych przybliżeń zachodzących zjawisk, powodując uzyskanie przybliżonych przebiegów teoretycznych. Najlepsze rezultaty uzyskuje się przez przeprowadzenie badań doświadczalnych na wcześniej ustalonej liczbie jednostek. Badania te umożliwiają uzyskanie rzeczywistych charakterystyk sprawnościowych. Wymagają one określenia odpowiednich zakresów pomiarowych, dobrania stanowiska pomiarowego oraz analizę uzyskanych wyników.

Artykuł przedstawia metodę, służącą do kompleksowego wyznaczenia charakterystyk sprawnościowych, uzyskanych na podstawie badań doświadczalnych określonej liczby jednostek. Zaprezentowana metoda może być wykorzystana do:

- określenia wpływu wprowadzonej jednej lub kilku modernizacji w konstrukcji pompy [3];
- przeprowadzenia zestawienia dla populacji pomp pogrupowanych i złożonych z większej liczby jednostek, których porównywanie każdej pompy z osobna byłoby utrudnione lub niemożliwe ze względu na rozrzut w otrzymanych doświadczalnie wynikach;
- wyznaczenia zastępczych charakterystyk statycznych dla wybranej konstrukcji pompy na podstawie badań przeprowadzonych dla większej liczby przebadanych pomp.

2. Wyznaczenie zakresów pomiarowych

Przed przystąpieniem do badań należy ustalić zakresy pomiarowe, w których badane będą poszczególne jednostki. Zakresy te stanowią zbiór punktów pomiarowych, czyli punktów pracy, w których mierzona będzie wartość wydajności pompy (oraz momentu na wale pompy, w przypadku wyznaczania charakterystyk sprawności hydrauliczno-mechanicznych). Powinny one obejmować różne prędkości obrotowe oraz ciśnienia pracy od założonej wartości minimalnej do ciśnienia nominalnego.

Należy również przyjąć odpowiednią temperaturę badań, z odchyleniem nieprzekraczającym $\pm 5^\circ\text{C}$. Warto jest również stworzyć przynajmniej jeden zakres pomiarowy w innej temperaturze, tak aby punkty pomiarowe pokrywały się z punktami z pierwszego zakresu przynajmniej dla jednej wartości prędkości obrotowej. Zabieg ten może umożliwić określenie zależności występujących pomiędzy zmianą temperatury a przeprowa-



Rys. 1. Przykładowy zakres pomiarowy dla jednej temperatury

dzoną modernizacją. Pomiędzy założonymi temperaturami powinna występować różnica sięgająca przynajmniej 15°C , gdyż mniejsza różnica może spowodować brak wyraźnych efektów porównania.

Przykładowy zakres pomiarowy dla pompy pomp zębatych w oparciu o prowadzone badania własne [3, 4, 5, 6] został przedstawiony na rys. 1. Zakres ten obejmuje pięć różnych prędkości obrotowych oraz ciśnienia robocze od 4 MPa do ciśnienia nominalnego, stopniowane co 4 MPa.

Badania należy przeprowadzić dla określonej liczby jednostek. Im większa liczba przebadanych pomp, tym dokładniej wyznaczone zastępcze charakterystyki sprawnościowe odwzorowują oraz reprezentują badaną grupę. W przypadku stosowania przedstawionej metody w celu określenia wpływu modernizacji pompy zaleca się, aby liczba badanych jednostek przed i po modernizacji była jednakowa.

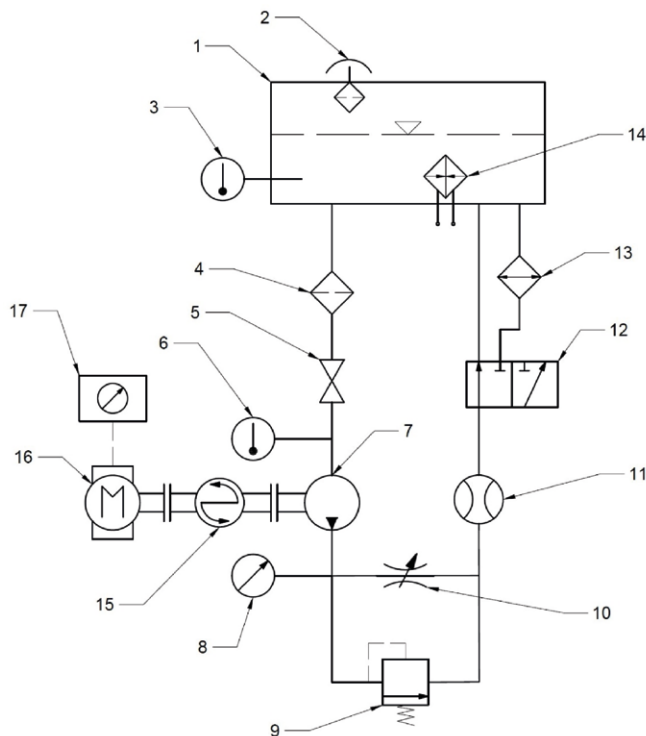
3. Stanowisko pomiarowe

Badania należy przeprowadzić na odpowiednio przygotowanym stanowisku, umożliwiającym realizację jego podstawowych zadań. Stanowisko takie powinno zapewnić:

- uzyskanie powtarzalnych warunków pracy dla wszystkich badanych jednostek;
- pomiar wydajności rzeczywistej pompy i/lub momentu obrotowego na wale pompy;
- możliwość zmiany ciśnienia roboczego na wyjściu pompy oraz jego dokładny pomiar;
- możliwość zmiany prędkości obrotowej;
- pomiar temperatury oleju na wejściu do pompy oraz urządzenia wspomagające jej utrzymanie (grzałki oraz chłodnice);
- bezpieczne i sprawne wykonanie badań.

Przykładowe stanowisko robocze, spełniające wyżej wymienione kryteria, zostało przedstawione na rys. 2. W układzie tym badana pompa (7) napędzana jest przez silnik elektryczny (16), którego prędkość obrotowa jest regulowana przez elektroniczny układ regulacji obrotów (17).

Badana pompa pobiera czynnik roboczy ze zbiornika (1). Obciążenie pompy realizowane jest za pomocą zaworu dławiącego (10), natomiast zabezpieczenie badanej pompy przez zawór bezpieczeństwa (9).



reklama

Rys. 2. Stanowisko pomiarowe: 1 - zbiornik; 2 - filtr wlewowy; 3, 6 - czujnik temperatury; 4 - filtr; 5 - zawór odcinający; 7 - badana pompa; 8 - manometr; 9 - zawór bezpieczeństwa; 10 - zawór dławiący; 11 - przepływomierz; 12 - zawór sterujący; 13 - chłodnica; 14 - grzałka; 15 - momentomierz; 16 - silnik elektryczny; 17 - elektroniczny układ regulacji obrotów

Do pomiaru ciśnienia tłoczenia służy manometr (8). Wydajność rzeczywista mierzona jest z kolei za pomocą przepływomierza (11). Po przejściu przez przepływomierz ciecz przepływa przez zawór sterujący, kierujący strugę bezpośrednio do zbiornika lub do chłodnicy (13).

Kontrola temperatury odbywa się za pomocą dwóch czujników temperatury (3) i (6), natomiast jej wartość ustalana przy pomocy chłodnicy (13) oraz grzałki oleju (14). Pomiar momentu obrotowego przeprowadza się za pomocą momentomierza (15).

4. Opracowanie wyników badań

Pierwszy etap opracowania wyników polega na wstępnej analizie statystycznej. Umożliwia ona podstawową ocenę otrzymanych charakterystyk statycznych oraz wyszukanie ew. wyników drastycznie odbiegających od pozostałych. Takim punktom lub całym przebiegom należy się bliżej przyjrzeć, a po określeniu stopnia odchylenia od reszty wyników ocenić, czy odchylenie punktu nie jest spowodowane wadliwą jednostką lub losowymi nadmiernymi błędami pomiarowymi. Podczas oceny warto wziąć pod uwagę dopuszczenie wadliwej pompy do dalszej analizy, a w

przypadku wątpliwości możliwość powtórzenia pomiaru w danym zakresie. Wyniki mogą zostać odrzucone zarówno dla pojedynczych punktów pomiarowych, jak i dla całych zakresów. Dalsze postępowanie zależne jest od momentu pojawienia się uszkodzenia. Badana jednostka mogła być wadliwa od samego początku lub uległa awarii w trakcie badań, np. w wyniku zmęczeniowego uszkodzenia sprzęgła.

Porównując wstępnie otrzymane przebiegi, można posłużyć się trzema podstawowymi metodami: wykresami porównawczymi, parametrami statystycznymi lub wykresami pudełkowymi. Największą skuteczność przyniesie użycie wszystkich metod jednocześnie.

Pierwsza metoda polega na przedstawieniu uzyskanych charakterystyk statycznych wszystkich badanych jednostek na jednym wykresie. Oczywiście należy przedstawić wyniki dla poszczególnych prędkości obrotowych z pojedynczego zakresu pomiarowego. Z wykresów tych można określić wszelkie nieprawidłowości w otrzymanych przebiegach oraz wyłapać odchylenia od normy. Przykład takiego wykresu został przedstawiony na rys. 3. Widać na nim wyraźnie, że wydajność jednej z badanych pomp odbiega od

pozostałych, co może być spowodowane wadliwą jednostką lub niepoprawnie przeprowadzonym badaniem.

Dwie kolejne metody wstępnej analizy opierają się na podstawowych parametrach statystycznych. W pierwszej należy bezpośrednio porównać wyznaczone parametry, natomiast druga polega na porównaniu otrzymanych wyników na podstawie analizy tzw. wykresów pudełkowych (ramkowych, skrzynkowych). Do podstawowych parametrów opisujących położenie oraz rozproszenie uzyskanych wyników możemy zaliczyć: średnią arytmetyczną, medianę, rozstęp oraz odchylenie standardowe. Parametry te należy wyznaczyć dla poszczególnych punktów pomiarowych oraz porównać w zakresie jednej prędkości obrotowej. Zwiększone wartości rozstępu oraz odchylenia standardowego informują o wystąpieniu odbiegających punktów.

Wykres pudełkowy pozwala w bardzo prosty i przejrzysty sposób ocenić przeciętny poziom, dyspersję oraz asymetrię otrzymanych wyników. Wykreślenie odpowiedniego wykresu polega na obliczeniu pięciu parametrów statystycznych dla każdego punktu pomiarowego i stałej prędkości obrotowej oraz przedstawieniu ich na jednym wykresie. Do tych parametrów należą: wartość minimalna (x_{min}), wartość maksymalna (x_{max}), mediana (Me), kwartył dolny (Q_1) oraz kwartył górny (Q_2). Szczegółowy opis wyznaczania kwartyli oraz tworzenia wykresów został szerzej opisany w pozycji [8]. Przykładowy wykres został przedstawiony na rys. 4. Widać na nim wyraźną różnicę pomiędzy górnymi a dolnymi słupkami, co świadczy o występowaniu wyników, których wartości drastycznie odbiegają od pozostałych.

Drugim etapem opracowania wyników jest zamiana zbioru otrzymanych wartości dla poszczególnych punktów pomiarowych na konkretną wartość. Wartość ta reprezentuje dany punkt pracy na charakterystyce zastępczej. Realizuje się ją za pomocą metody estymacji przedziałowej, powszechnie stosowanej w statystyce [7]. Polega ona na wyznaczeniu określonego przedziału liczbowego, w którym z określonym prawdopodobieństwem zawarty jest szacowany parametr. Przedział ten nazywamy przedziałem ufności, natomiast z góry założone prawdopodobieństwo poziomem ufności (lub współczynnikiem ufności). Przyjęło się go oznaczać wyrażeniem $(1 - \alpha)$. Jako wartość poziomu ufności przyjmuje się zazwyczaj wartości 0,90; 0,95; 0,98; 0,99. Wzrost wartości poziomu ufności powoduje zmniejszenie prawdopodobieństwa popełnienia błędnego oszacowania, ale również powoduje zmniejszenie dokładności estymacji. Zazwyczaj w obliczeniach przyjmuje się wartość poziomu ufności równą 0,95 [7].

Przedziały te należy wyznaczyć dla każdego punktu pomiarowego, a w przypadku określania wpływu modernizacji osobno dla jednostek przed i po zmianie. Metoda wyznaczania przedziałów ufności zależy od liczby badanych jednostek. Dla badań, w których zostały zebrane wyniki dla ponad 30 pomp ($n > 30$), przy założeniu, iż rozkład zmiennej mierzalnej jest zbliżony do rozkładu normalnego $N(m, \sigma)$, gdzie m jest stałe, a ($\sigma > 0$), przedział ufności wyznacza się z następującej zależności [7]:

$$\bar{x} - u_\alpha \frac{S}{\sqrt{n}} < m < \bar{x} + u_\alpha \frac{S}{\sqrt{n}} \quad (6)$$

gdzie:

\bar{x} – średnia arytmetyczna;

s – odchylenie standardowe;

n – liczba jednostek;

u_α – kwantyl rzędu α rozkładu normalnego.

We wzorze pojawia się parametr u_α , którego wartość należy odczytać z tablicy rozkładu normalnego, korzystając z poniższej relacji [7], dla założonego poziomu ufności:

$$\Phi(u_\alpha) = \frac{(1 - \alpha)}{2} \quad (7)$$

Jeśli liczba badanych pomp nie przekroczyła 30 ($n \leq 30$), przy założeniu, iż rozkład zmiennej mierzalnej jest zbliżony do rozkładu normalnego $N(m, \sigma)$, gdzie m jest stałe, a ($\sigma > 0$), wówczas przedział ufności wyznacza się z następującej zależności:

$$\bar{x} - t_{\alpha, n-1} \frac{S}{\sqrt{n-1}} < m < \bar{x} + t_{\alpha, n-1} \frac{S}{\sqrt{n-1}} \quad (8)$$

gdzie:

$t_{\alpha, n-1}$ – kwantyl rzędu α rozkładu t-Studenta.

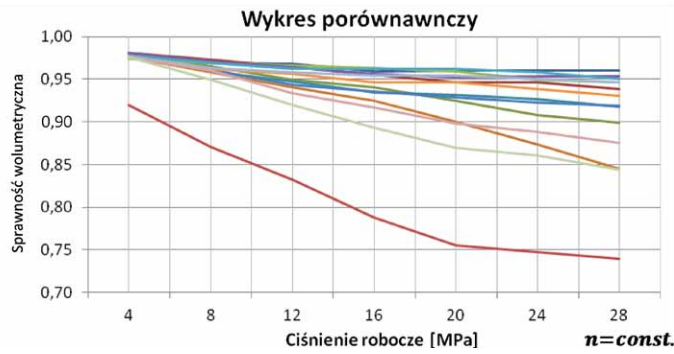
Wartość parametru $t_{\alpha, n-1}$ należy odczytać z tablicy rozkładu Studenta, dla przyjętej wartości parametru α oraz liczby stopni swobody (oznaczanej również k), której wartość wynosi $n - 1$.

Po wyznaczeniu przedziałów ufności dla każdego punktu pomiarowego wyznaczamy zbiór wartości, które mieszczą się w tym przedziale, spełniając warunek (6) lub (8). Proces ten można zilustrować na odpowiednim wykresie, który obrazuje objęcie wyników przez przedział ufności. Zaznacza się na nim wyniki wszystkich badanych jednostek dla poszczególnych punktów pracy, przy stałej prędkości obrotowej. Punkty przedziałów ufności można przedstawić jako dwie krzywe, odpowiadające górnym i dolnym granicom przedziałów. Przykładowy wykres został przedstawiony na rys. 5 dla przebadanych pomp z rys. 3, z pominięciem jednostki wadliwej.

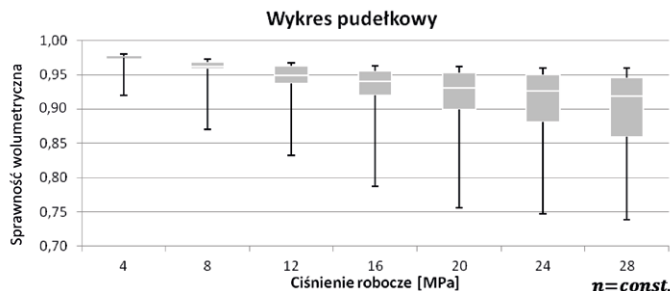
Z wartości znajdujących się w przedziale obliczamy średnią arytmetyczną, a otrzymany wynik traktujemy jako wartość zastępczą, reprezentującą cały badany zbiór. Zbiór wartości zastępczych dla stałej prędkości obrotowej tworzy tzw. charakterystykę zastępczą, czyli zależność wydajności lub momentu obrotowego od ciśnienia roboczego.

5. Wyznaczanie zastępczych charakterystyk sprawnościowych

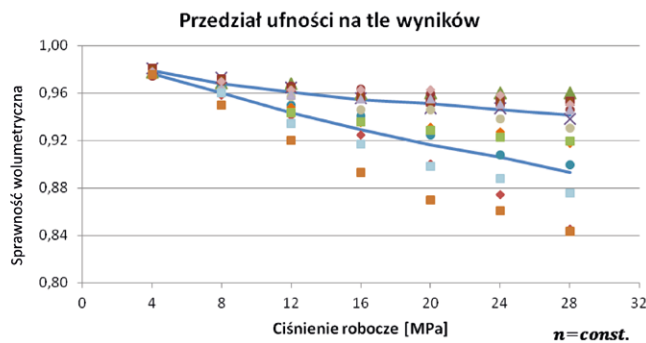
Podstawą do wyznaczenia zastępczych charakterystyk sprawnościowych są uzyskane wcześniej zastępcze przebiegi wydajności lub momentu obrotowego. Należy obliczyć wartość sprawności wolumetrycznej lub hydrauliczno-mechanicznej dla każdego punktu pracy, wg wzorów (2) lub (4). Wzory umożliwiające obliczenie wydajności teoretycznej oraz momentu teoretycznego zależą od rodzaju pompy wporowej i są opisane w literaturze [8]. W przypadku, gdy rzeczywista wydajność będzie większa od obliczonej, do wzoru (2) w miejsce wydajności teoretycznej Q_t należy wstawić maksymalną otrzymaną wydaj-



Rys. 3. Wykres porównawczy [3]



Rys. 4. Wykres pudełkowy (ramkowy, skrzynkowy) dla przebiegów z rys. 3, z uwzględnieniem jednostki wadliwej [3]



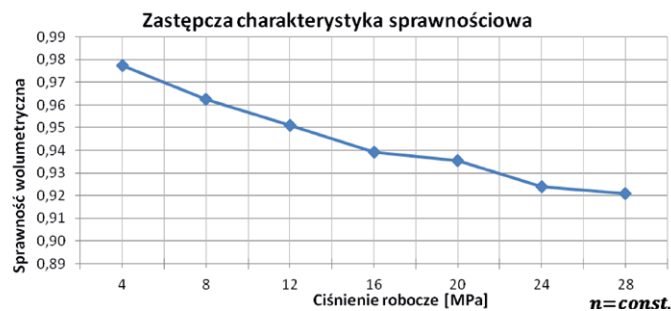
Rys. 5. Przedział ufności na tle wyników badań z rys. 3, z pominięciem jednostki wadliwej

ność z charakterystyk zastępczych. Analogicznie należy postąpić dla momentu mniejszego niż teoretyczny. W przypadku wyznaczania charakterystyki sprawności ogólnej wartości wykresu dla poszczególnych punktów pracy należy obliczyć z zależności (5).

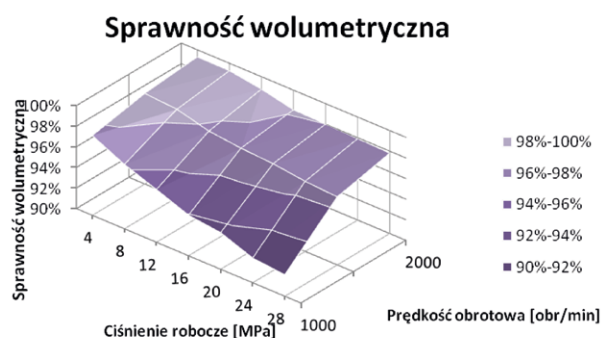
Otrzymane charakterystyki sprawnościowe można przedstawiać i porównywać na dwóch typach wykresów: dla stałej prędkości obrotowej lub dla stałego ciśnienia roboczego. W pierwszym przypadku na osi poziomej znajduje się ciśnienie robocze, natomiast w drugim prędkość obrotowa. Na każdym z nich

obliczone sprawności tworzą zbiór punktów, które dla względów estetycznych można połączyć prostymi liniami. Przykład wykresu przedstawiającego sprawność wolumetryczną w funkcji ciśnienia dla stałej prędkości obrotowej, przedstawiono na rys. 6.

Na obu typach wykresów można przedstawić więcej niż jedną charakterystykę, czyli zestawić odpowiadające sobie przebiegi sprawności. Mogą to być charakterystyki jednostek przed lub po modernizacji lub charakterystyki z dwóch zakresów pomiarowych w różnych temperaturach. Dużo informacji o stratach



Rys. 6. Zastępcza charakterystyka sprawnościowa



Rys. 7. Sprawność objętościowa dla różnych parametrów pracy

energii w pompach wyporowych daje naniesienie na wspólnej skali charakterystyki sprawności wolumetrycznej, hydrauliczno-mechanicznej oraz całkowitej.

Z kolei przedstawienie zmian sprawności we wszystkich zakresach pomiarowych naraz możliwe jest na wykresie powierzchniowym. Przykład wykresu przedstawiającego zmiany sprawności objętościowej w różnych punktach pracy przedstawiono na rys. 7.

Podsumowanie

Charakterystyki sprawnościowe dostarczają wiele informacji o pracy jednostki przy różnych prędkościach obrotowych oraz ciśnieniach. Wynika z nich również wpływ poszczególnych warunków pracy na osiągnięte parametry badanej grupy jednostek. Na tej podstawie można określić warunki zapewniające maksymalną sprawność pompy wyporowej. Charakterystyki sprawnościowe powinny być uzupełnieniem charakterystyk statycznych w kartach katalogowych oraz powinny stanowić jedno z kryteriów doboru pomp w napędach hydrostatycznych.

W artykule przedstawiona została opracowana metoda wyznaczania zastępczych charakterystyk sprawnościowych. Przeznaczona jest dla najbardziej rozpowszechnionych typów pomp wyporowych, takich jak: pompy zębate, łopatkowe, wielotłoczkowe oraz śrubowe. Jej zastosowanie wymaga przeprowadzenia odpowiednich badań doświadczalnych na pewnej grupie jednostek. Efektem końcowym jest zamiana zbioru wyników na jeden, najbardziej reprezentatywny przebieg wartości, traktowany jako

wynik badań dla wszystkich jednostek. Występuje dowolność w doborze liczby punktów pomiarowych oraz zakresów, które obejmują.

Metoda ta umożliwia bardzo proste porównanie dwóch różnych grup pomp oraz porównanie pracy jednostek w różnych warunkach pracy. Analizy tego typu mogą być szczególnie użyteczne w przypadku wprowadzania modernizacji elementów pomp wyporowych, umożliwiając łatwe określenie ich wpływu na osiągnięte parametry badanych jednostek.

Podczas wyznaczania charakterystyk sprawnościowych za pomocą prezentowanej metody otrzymuje się wyniki odpowiadające zastępczym charakterystykom statycznym. Są one podstawą doboru pomp w napędach hydrostatycznych i powinny być integralną częścią kart katalogowych. Cechę tą należy brać pod uwagę jako dodatkowy argument potwierdzający uniwersalność przedstawionej metody.

Literatura

- [1] KOLLEK W., OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2009.
- [2] KOLLEK W.: *Pompy zębate. Konstrukcja i eksploatacja*. Zakład Narodowy Imienia Ossolińskich – Wydawnictwo, Wrocław 1996.
- [3] NOWOROLNIK W.: *Analiza wpływu modernizacji korpusu łożyska ślizgowego na właściwości hydrauliczne pompy*. Praca inżynierska, Wydział Mechaniczny, Politechnika Wrocławska, Wrocław 2015.
- [4] OSIŃSKI P.: *Badania hydrauliczne wysokosprawnościowych pomp zębatych o zazębieniu zewnętrznym*, XXVI Konferencja Naukowa Problemy Rozwoju Maszyn Roboczych, Zakopane 2008.
- [5] OSIŃSKI P.: *Modelling and design of gear pumps with modified tooth profile*. LAP Lambert Academic Publishing, Saarbrücken 2014.
- [6] OSIŃSKI P.: *Wysokociśnieniowe i niskopulsacyjne pompy zębate o zazębieniu zewnętrznym*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2013.
- [7] OSTASIEWICZ S., RUSNAK Z., SIEDLECKA U.: *Statystyka – Elementy teorii i zadania*. Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej im. Oskara Langego we Wrocławiu, Wrocław 2003.
- [8] STRYCZEK S.: *Napęd Hydrostatyczny. T. 1. Elementy*. WNT, Warszawa 1990.
- [9] SOBCZYK M.: *Statystyka opisowa*. Wydawnictwo C. H. Beck, Warszawa 2010.
- [10] TOMASIAK E.: *Napędy i sterowania hydrauliczne i pneumatyczne*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 2001.

dr inż. Piotr Osiński – Kierownik Laboratorium; Laboratorium Napędów Hydraulicznych i Wibroakustyki Maszyn; Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych; Politechnika Wrocławska

mgr inż. Paweł Bury, mgr inż. Rafał Cieśllicki – pracownicy dydaktyczno-naukowi, asystenci; Katedra Eksploatacji Systemów Logistycznych, Systemów Transportowych i Układów Hydraulicznych; Politechnika Wrocławska

Wojciech Noworolnik – absolwent studiów inżynierskich Politechniki Wrocławskiej