

Wojciech Misiewicz
ENERGOM, Świdnica

WYBRANE ZAGADNIENIA OPTYMALIZACJI UKŁADÓW POMPOWYCH I ICH REGULACJA ZMIENNOOBROTOWA

THE OPTIMIZATION OF THE PUMP SETS WITH THE VARIABLE-SPEED DRIVES

Abstract: The paper presents problems connected with water systems in the industry and heating plants. Describes, that the most important are the lowering hydraulic loses and improving the technology of systems. The examples of the correct pumps curves and the possibilities of changing of them are presented. Also the energetic consequences of the applying the variable-speed drives as a drives for centrifugal pumps are introduced. The article presents how the variable-speed drives cause the lowering efficiency of the pumps set and in the final effect the lowering total efficiency of the systems, specially when the surplus of the pumps head is to high. The all important parameters and conditions connected with correct project process are describes.

1. Wstęp

Prawie we wszystkich dziedzinach gospodarki koszty pompowania stanowią główny składnik ogółu kosztów eksploatacyjnych. Koszty pompowania, w tym głównie koszty energii, zależą od bardzo wielu czynników. Analizując problem kosztów należy uwzględnić miejsce powstawania strat w procesie technologicznym:

- koszt współpracy układu z odbiorcą (parametry zasilania),
- koszt strat wynikający z konfiguracji i przyjętej technologii układu,
- koszt strat hydraulicznych,
- koszt strat w układzie pomp (napędy, sprawność, regulacja).

Prawidłowy dobór pomp (charakterystyk i sposobu regulacji) do wymagań odbioru może nastąpić dopiero po szczegółowej analizie całej instalacji pompowej pod kątem strat. Ostatnim etapem jest dobór charakterystyk pomp i sposobu regulacji parametrowej układu pompowego.

W artykule zostaną przedstawione niektóre zagadnienia związane z realizacją tego ostatniego etapu optymalizacji energetycznej układu pompowego.

2. Dostosowanie parametrów pomp do potrzeb

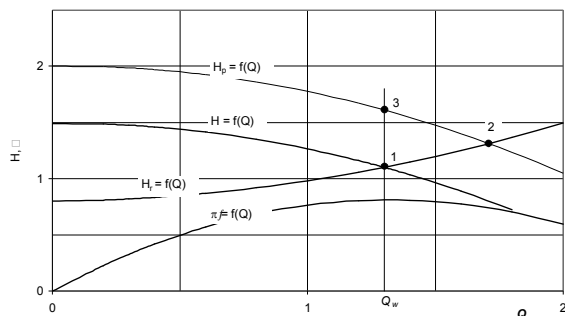
Dobór charakterystyki energetycznej pompy do wymaganych parametrów instalacji winien zapewnić prawidłową pracę pompy pod względem mechanicznym, w zakresie wysokich sprawności energetycznych i z możliwie najmniejszymi stratami dławienia.

W praktyce najczęściej charakterystyka pompy, lub pomp, odbiega od wymaganych parametrów, które wyznacza charakterystyka oporu hydraulicznego całej instalacji. W przypadku dużych, nieuzasadnionych względami eksploatacji różnic, należy dostosować charakterystykę pompy do potrzeb, pozostawiając pewną nadwyżkę parametrową zapewniającą prawidłową eksploatację i gwarantującą uzyskanie wymaganego zakresu regulacji parametrów układu pompowego. Z reguły przyjmuje się nadwyżkę parametrową wysokości podnoszenia pompy H_p w stosunku do wymaganej $H_p / H = 1,03 \div 1,08$. Nadwyżka ta ma zapewnić możliwość uzyskania wydajności pompy Q w przypadku lokalnego wzrostu oporów hydraulicznych instalacji oraz naturalnego eksploatacyjnego zmniejszenia parametrów hydraulicznych pompy. Zużycie erozyjne, korozyjne i kawitacyjne prowadzi nie tylko do zmniejszenia wysokości podnoszenia pompy i jej wydajności, ale również sprawności i mocy. Stopień zużycia jest zależny od rodzaju materiałów użytych do wykonania pompy, pompowanego medium i sposobu eksploatacji. Znane są przypadki bardzo dużych różnic żywotności eksploatacyjnej takich samych pomp pracujących w podobnych instalacjach, które są spowodowane różną jakością wody i sposobem prowadzenia eksploatacji.

Zbyt duże nadwyżki parametrów w stosunku do potrzeb powodują powstanie dodatkowych strat energetycznych, najczęściej strat dławienia oraz zwiększają zużycie zaworów i zasuw regulacyjnych.

W wielu instalacjach pompowych obserwuje się występowanie zbyt wysokich nadwyżek parametrowych, w niektórych przypadkach ponad dwukrotnie przewyższających potrzeby.

Na rys. 1 pokazano przykład niezgodności charakterystyki pompy $H_p = f(Q)$ z charakterystyką oporu hydraulicznego $H_r = f(Q)$.



Rys. 1. Charakterystyka pompy i rurociągu

Charakterystyka pompy H_p przecina charakterystykę oporu H_r w p. 2, a pompa pracuje z parametrami H i Q odpowiadającymi temu punktowi.

Dla uzyskania pożądanej wydajności Q_w pompa winna posiadać wysokość podnoszenia odpowiadającą p. 1 (punkt na charakterystyce oporu odpowiadający wydajności Q_w). W rzeczywistości tej wydajności odpowiada wysokość podnoszenia odpowiadająca punktowi 3 leżącemu na charakterystyce pompy H_p . Pompa musi być zdławiona dla uzyskania tego punktu pracy. Różnica wysokości podnoszenia ($H_3 - H_1$) jest stratą dławienia. Gdyby pompy nie dławić, to wówczas nastąpi wzrost wydajności do wartości odpowiadającej p.2, co spowoduje znaczny spadek sprawności energetycznej η i może doprowadzić do przeciążenia pompy i silnika, w niektórych przypadkach również do rozwinięcia kawitacji. Jeżeli istnieje takie zagrożenie ogranicza się wydajność pompy przez jej dławienie zaworem na rurociągu tłocznym. Aby uniknąć strat dławienia pompa winna posiadać charakterystykę $H = f(Q)$, która przecina się z charakterystyką oporu H_r w wymaganym punkcie 1. W zależności od rodzaju instalacji występują różne charakterystyki oporu hydraulicznego [2, 3]. Ich kształt i przebieg decyduje w znacznej mierze o stopniu niedopasowania do charakterystyki pompy. Najczęściej występujące charakterystyki mają przebieg paraboliczny zgodny z fizyką zjawiska przepływu. Jednak warunki procesu technologicznego, parametry zasilania odbiorów

w instalacjach wodociągów, kanalizacji, ciepłowni, elektrowni, elektrociepłowni itp. są zwykle różne i powodują występowanie różnych co do wartości, kształtu i przebiegu charakterystyk oporu hydraulicznego. Różne też są charakterystyki energetyczne pomp.

W trakcie eksploatacji technologia pracy układu pompowego wymusza zmiany wydajności i wysokości podnoszenia pomp. Zakres zmian i ich charakter wynika z charakterystycznych cech właściwych każdej instalacji.

Na rys. 2 pokazano typowe przebiegi dwu różnych charakterystyk pomp i charakterystyk oporu hydraulicznego instalacji.

W celu umożliwienia porównania charakterystyk o różnych parametrach, współrzędne przedstawiają stosunek danego parametru do jego wartości optymalnej, uzyskiwanej przy sprawności η_{opt} . Wyróżnik szybkobieżności n_{sq} jest liczbą podobieństwa i charakteryzuje w pewnym sensie "wielkość" hydrauliczną pompy.

$$n_{sq} = n Q^{1/2} / H^{3/4}$$

gdzie:

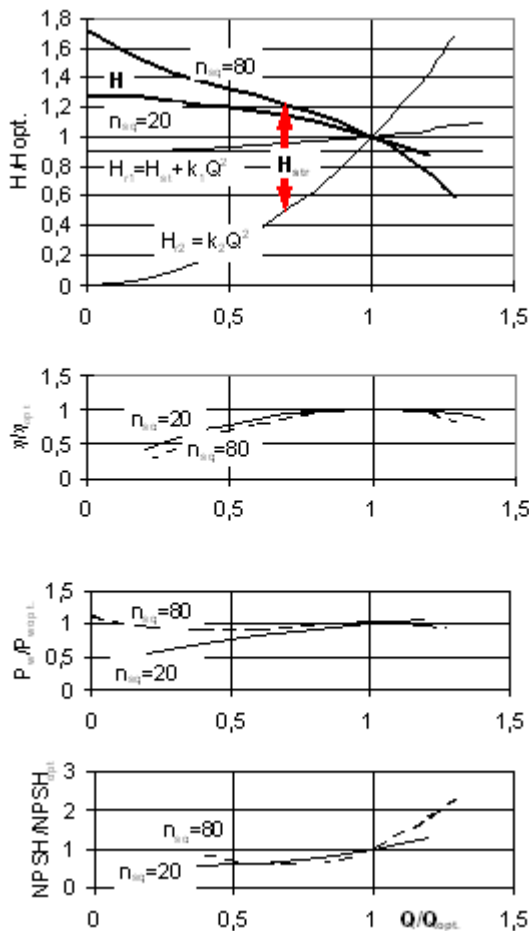
Q (m^3/s), H (m), n (obr/min).

Charakterystyki H , η pomp o niskich i średnich wartościach wyróżników szybkobieżności $n_{sq} < 40$ są na ogół stosunkowo płaskie. Krzywe mocy $P_w = f(Q)$ są z reguły przeciążalne, a wymagana nadwyżka antykawitacyjna NPSH wzrasta wraz ze wzrostem wydajności.

Charakterystyki H , η pomp o wyższych wyróżnikach n_{sq} (pompy helikoidalne, diagonalne, śmigłowe i niektóre promieniowe) są bardziej strome. Krzywe mocy $P_w = f(Q)$ są zwykle nieprzeciążalne, w pompach diagonalnych o wysokich n_{sq} i śmigłowych, dławienie pompy zwiększa moc na wale. Wymagana nadwyżka antykawitacyjna NPSH wzrasta wraz ze zmianą wydajności w stosunku do $NPSH_{min}$.

Rysunek przedstawia również dwa przykłady typowych charakterystyk oporu hydraulicznego. Charakterystyka H_{r1} występuje najczęściej przy zasilaniu otwartych zbiorników, zasilaniu magistrali ciepłowniczych o stałej wartości ciśnienia dyspozycyjnego, kotłów wodnych o wymaganym stałym ciśnieniu za kotłem, kotłów parowych itp.

Charakterystyka H_{r2} jest typową dla instalacji, w których nie występuje, lub występuje o niskiej wartości ciśnienie statyczne H_{st} , a więc wszelkiego rodzaju instalacje obiegowe zamknięte.



Rys. 2. Charakterystyki pomp i oporu hydraulicznego

W zależności od rodzaju charakterystyki pompy i charakterystyki rurociągu rozbieżność parametrów w wymaganym polu regulacji może być zdecydowanie różna, stąd też koniecznym jest wybór nie tylko odpowiedniej charakterystyki pompy, ale również właściwego sposobu regulacji parametrowej.

Strome charakterystyki H i H_{r2} powodują konieczność regulacji z dużym dławieniem i wysokimi stratami H_{str} . Płaskie charakterystyki H i H_r dają mniejsze straty dławienia w polu regulacji.

Krzywe sprawności η są bardziej płaskie dla pomp mniejszych, o niskich wartościach wyróżnika szybkobieżności n_{sq} . Pompy o wysokich wartościach n_{sq} posiadają strome charakterystyki sprawności, ograniczające znacznie zakres regulacji wydajności z dopuszczalną ekonomicznie sprawnością.

Podobnie przebieg antykawitacyjnej nadwyżki ciśnienia NPSH jest różny dla pomp i wpływa znacząco na dopuszczalne pole regulacji parametrowej.

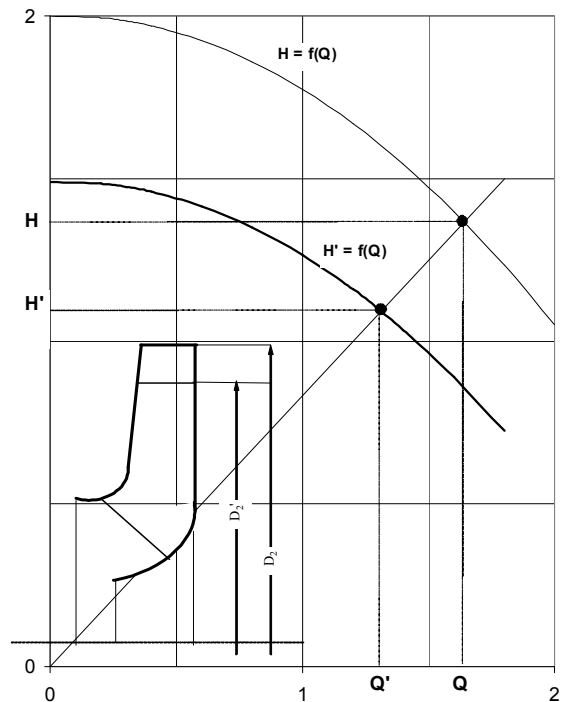
W przypadku pomp wielostopniowych można uzyskać nowe parametry przez wymontowanie odpowiedniej ilości stopni pompy. Jest to zabieg stosunkowo prosty, wymagający jednak zabudowania w miejsce wymontowanych wirników kierownic prowadzących. Dokładne dopasowanie charakterystyki do potrzeb może być jednak niemożliwe ze względu na zbyt dużą wysokość podnoszenia 1 stopnia pompy.

Najczęściej stosowanym sposobem zmiany charakterystyki pompy jest zmniejszenie średnicy zewnętrznej wirnika, lub wirników, w celu uzyskania charakterystyki odpowiadającej potrzebom.

W celu uzyskania nowych parametrów pompy Q' i H' (rys. 3) średnicę zewnętrzną wirnika D_2 należy zmniejszyć do D_2' posługując się, z dostateczną dla praktyki dokładnością, formułą

$$D_2' = k \cdot D_2 \cdot (H'/H)^{1/2}$$

gdzie: k - współczynnik korekcyjny zależny od wyróżnika szybkobieżności n_{sq} , D_2/D_2' i rodzaju korekty średnicy zewnętrznej wirnika (stoczenie wirnika, lub tylko wytoczenie łopatek).



Rys. 3. Wyznaczenie średnicy stoczenia wirnika

Dla $D_2'/D_2 \geq 0,92$ wartość współczynnika k zawiera się w przedziale 0,97-1,015.

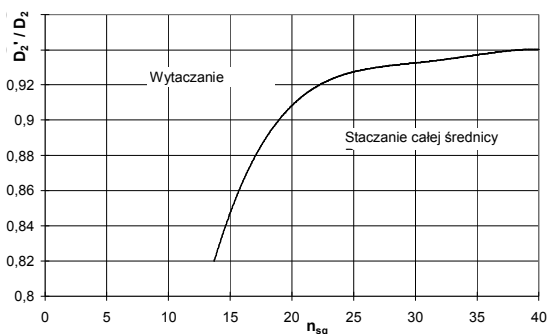
Przy braku znajomości współczynnika k i przy dużych wartościach stoczeń zachodzi potrzeba dwukrotnego przeprowadzenia korekty średnicy D_2 , aby nie doprowadzić do powstania zbyt dużego błędu.

W celu określenia wartości współczynnika k oraz uściślenia zaleceń co do stosowania metody korekty średnicy zewnętrznej wirnika D_2 można skorzystać z autorskich formuł [4], lub zaleceń dostępnych w literaturze przedmiotu [1]. Istnieje powszechny pogląd, że w pompach ze spiralami tłocznymi w celu zmniejszenia ich parametrów należy staczać średnicę zewnętrzną wirnika, natomiast w pompach z kierownicami odśrodkowymi wielołopatkowymi należy wytaczać same łopatki wirnika pozostawiając boczne tarcze wirnika bez zmian. Zasadę tę tłumaczy się lepszym naprowadzeniem strugi cieczy na wlot kierownicy odśrodkowej i częściowym odzyskaniem energii.

W rzeczywistości pozostawienie bocznych tarcz wirnika, przy głębokich wytoczeniach samych łopatek, prowadzi w pewnym momencie do powstania znacznych strat tarcia tarcz wirujących, przewyższających efekty z lepszego naprowadzenia strugi i odzysku energii. Należy w związku z tym przypuszczać, że istnieje graniczna wartość wielkości wytoczenia łopatek, przy której bardziej efektywne będzie stoczenie średnicy zewnętrznej łopatek wirnika razem z tarczami bocznymi. Analiza zagadnienia [4] wykazała, że istnieje granica wielkości wytoczenia łopatek, poniżej której bardziej efektywną metodą, dającą mniejsze spadki sprawności pompy, jest staczanie całej średnicy zewnętrznej łącznie z tarczami wirnika.

Na rys. 4 przedstawiono orientacyjny podział stosowania metody staczania całej średnicy wirnika i wytaczania łopatek.

Dla wyższych wartości n_{sq} i małych stoczeń właściwsze będzie staczanie całej średnicy zewnętrznej wirnika, natomiast dla dużych stoczeń i niskich wartości wyróżnika szybkobieżności n_{sq} zaleca się wytaczanie samych łopatek.



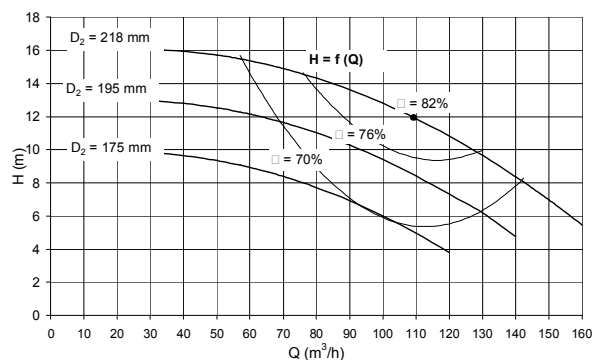
Rys. 4. Podział metod korekty średnicy wirnika

Analiza wyników pomiarów pomp wykazała, że różnica sprawności wynikająca z zastosowania

tych metod w skrajnych przypadkach może wynosić ponad 5%.

Z praktyki wiadomo, że przy dużych wytoczeniach korzystnie jest najpierw stoczyć wirnik ok. 1÷2% i dopiero wytoczyć łopatki.

Staczaniu wirnika, lub wytaczaniu łopatek, przy wartościach $D_2'/D_2 < 0,97$ towarzyszy zawsze spadek sprawności pompy tym większy, im większa różnica średnic. Między innymi z tego powodu nie stosuje się stoczeń poniżej 0,8 D_2 , a dla pomp o wartościach $n_{sq} > 40$ poniżej 0,9 D_2 . Przykład charakterystyki pompy jednostopniowej 80-200 ze staczaniem do różnych średnic wirnikiem pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Charakterystyka pompy 80 – 200

Przy stoczeniu wirnika do $D_2' = 175$ mm (0,81 D_2) sprawność pompy maleje o ok. 12%. Uzyskana poprzez stoczenie wirnika oszczędność wynikająca ze zmniejszenia strat dławienia będzie więc pomniejszona o wartość odpowiadającą zmniejszeniu sprawności pompy dla nowego punktu pracy.

Bardzo często wymagane jest zwiększenie parametrów pompy, np. zwiększenie wydajności nominalnej, wysokości podnoszenia i sprawności. Niewielkie zwiększenie parametrów do 5% można uzyskać poprzez dokonanie zmian geometrii w istniejącej hydraulice pompy (korekta średnic w ramach istniejących nadatków, zmiana kątów łopatek, poszerzenie wlotów i wylotów, zaostrenie krawędzi). Istnieje duża ilość sposobów, ale wszystkie ograniczone są istniejącą konstrukcją hydrauliki pompy.

Zmian tych dokonuje się drogą obróbki mechanicznej.

Przy dużych zmianach podejmuje się na ogół decyzję zakupu nowej pompy o wyższych parametrach, co powoduje z reguły konieczność wykonania nowego zasilania, fundamentów, wymiany rurociągu ssawnego i tłocznego z armaturą w obrębie pompy. Powstają duże koszty.

W bardzo wielu przypadkach można zmniejszyć te koszty decydując się na remont istniejących pomp połączony z modernizacją parametrową.

Modernizacja parametrowa polega na wykonaniu nowej hydrauliki pompy (wirniki, kierownice, odciążenia, uszczelnienia) i zabudowanie jej w stare korpusy pompy. Uzyskuje się w ten sposób nową jakościowo pompę o nowych wyższych parametrach energetycznych, przy cenie modernizacji nie przekraczającej z reguły 70% ceny zakupu nowej pompy (bez silnika). Najczęściej udaje się zachować również istniejący silnik elektryczny, ponieważ modernizacja powoduje wzrost sprawności energetycznej pompy. Decyzję pozostawienia starego silnika, zwłaszcza dużej mocy, należy poprzedzić rachunkiem ekonomicznym, ponieważ aktualnie produkowane silniki posiadają sprawności ok. 3÷5% wyższe od silników starych serii i ich zakup, z krótkim okresem zwrotu nakładów, zwykle jest bardzo opłacalny. Jeżeli silnik ma pracować z przemiennikiem częstotliwości, dochodzi dodatkowy argument wymiany starego silnika na silnik przystosowany do współpracy z przemiennikiem.

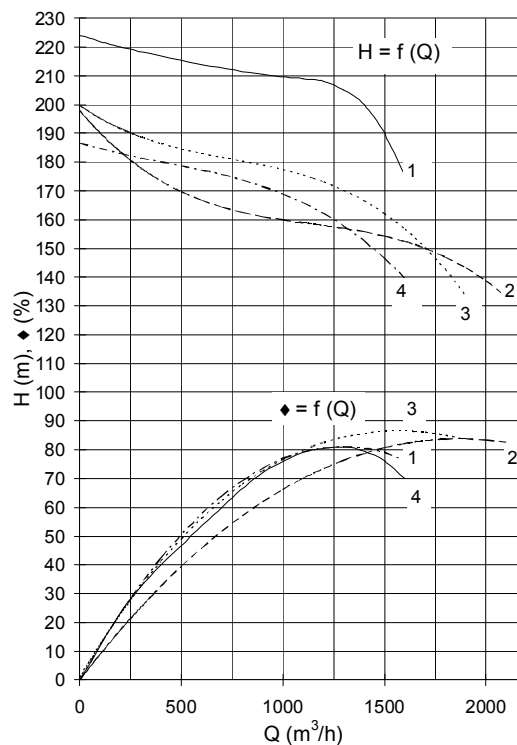
Podstawowym warunkiem poprawnie przeprowadzonej modernizacji, oprócz uzyskania nowych parametrów Q i H , jest zagwarantowanie otrzymania możliwie najwyższej sprawności energetycznej η . Rozwój metod i technik obliczeniowych hydrauliki pomp, połączony z dobrą technologią wykonawczą powoduje, że w ostatnich latach obserwuje się zdecydowany wzrost sprawności oferowanych pomp. Sprawność energetyczna, oprócz trwałości i niezawodności, jest podstawowym parametrem decydującym o koszcie eksploatacji pompy.

Dla przykładu, wzrost sprawności pompy ($Q=1500\text{m}^3/\text{h}$, $H=162\text{ m}$, $\eta=80\%$) do $\eta=86\%$, powoduje uzyskanie w rocznej eksploatacji oszczędności energii $E_e \cong 505700\text{kWh}$, co odpowiada, przy cenie energii $0,22\text{ zł/kWh}$, efektowi finansowemu 121000 zł . Dalsze 60000 zł uzyska się instalując nowy wysokosprawny silnik. Nakłady na remont i modernizację parametrową zwrócą się w tym przypadku w czasie 1 roku.

Oczywistym jest, że tego rodzaju modernizacje parametrowe mogą być wykonywane tylko i wyłącznie w wyspecjalizowanych zakładach, najlepiej u producenta pomp, który dysponuje środkami technicznymi umożliwiającymi uzyskanie odpowiednio wysokiej jakości, przede

wszystkim stacją prób, gdzie można potwierdzić na stanowisku badawczym dotrzymanie gwarantowanych, zgodnych z umową, parametrów pompy.

Na przykładzie pompy 35-500 (rys. 6) pokazano zakres możliwych do uzyskania zmian parametrów nominalnych.



Rys. 6. Charakterystyki pompy 35 – 500

W jednej pompie, zależnie od potrzeb, można zabudować różne hydrauliki, dostosowując ją w ten sposób do nowych zmienionych warunków pracy [4].

2. Regulacja zmiennobrotowa

Wybór sposobu regulacji winien nastąpić po dostosowaniu parametrów pomp do charakterystyki oporu hydraulicznego układu.

Spośród wielu sposobów regulacji [1] najczęściej stosowana jest regulacja dławieniowa, energetycznie najbardziej energochłonna, ale najprostsza w stosowaniu. Polega ona na dławieniu pompy po stronie tłocznej zaworem regulacyjnym. Regulacja upustowa polega natomiast na odprowadzeniu z przewodu tłoczego (niekiedy ze stopnia pompy) części wody do przewodu ssawnego pompy, lub zewnętrznego zbiornika.

W pompach o niskich i średnich wyróżnikach szybkobieżności przy zmniejszaniu się wydajności zapotrzebowanie mocy spada (pompy odśrodkowe, helikoidalne i niektóre diagonalne),

stąd też regulacja dławieniowa w tym przypadku jest uzasadniona.

W pompach śmigłowych i dużych pompach diagonalnych o wyróżniku szybkobieżności $n_{sq} > 100$ przy zmniejszaniu wydajności moc na wale pomp rośnie, stąd właściwszym będzie wybór regulacji upustowej.

Decydując się na wybór rodzaju regulacji wg kryterium minimalnej mocy, należy również wziąć pod uwagę ograniczenia wynikające z dopuszczalnego pola pracy pompy (Q_{max} , Q_{min}), wymaganej wartości NPSH i dopuszczalnego spadku sprawności pompy.

W każdym przypadku przy tego rodzaju regulacji należy się liczyć z jej dużym energetycznie kosztem. Przy regulacji dławieniowej tym większym, im bardziej strome są charakterystyki pomp i rurociągu.

W pompach helikoidalnych i diagonalnych o wyróżnikach szybkobieżności $n_{sq} > 70$ stosowana jest regulacja prerotacyjna za pomocą urządzenia - kierownicy prerotacyjnej zabudowanej przed wirnikiem pompy. Promieniowe łopatki kierownicze poprzez obrót zmieniają kręt cieczy i tym samym wydajność i wysokość podnoszenia. Przy mniejszych wartościach n_{sq} uzyskiwany zakres regulacji jest stosunkowo mały.

W pompach śmigłowych wyposażonych w mechanizm umożliwiający dokonywanie zmian kąta ustawienia łopatek wirnika, możliwa jest regulacja wydajności w stosunkowo szerokim zakresie, praktycznie bez zmiany wysokości podnoszenia i ze stosunkowo niewielkim obniżeniem sprawności.

Regulację prędkością obrotową stosuje się najczęściej w pompach wirowych promieniowych jeżeli występuje potrzeba ciągłej dużej zmiany parametrów w trakcie eksploatacji. Typowym przykładem właściwego zastosowania napędów zmiennoobrotowych są układy pompowe ciepłowni z ilościową, lub ilościowo-jakościową regulacją wydajności sieci ciepłowniczej.

Zmienność zapotrzebowania powoduje, że wymaga się od pomp pracy w dużym przedziale wydajności i wysokości podnoszenia, z dobrą sprawnością energetyczną.

W szczególnych przypadkach, przy małym zakresie regulacji, płaskich charakterystykach pomp i oporu hydraulicznego, rachunek ekonomiczny często uzasadnia stosowanie regulacji dławieniowej, ponieważ zastosowanie regulacji zmiennoobrotowej wiąże się zawsze z koniecznością poniesienia dodatkowych strat ener-

tycznych (straty w napędach) i wysokich kosztów zakupu.

Regulacja zmiennoobrotowa jest energetycznie najsprawniejsza, jednak zastosowanie napędów zmiennoobrotowych w każdym przypadku wymaga przeprowadzenia szczegółowego rachunku ekonomicznego. Do regulacji stosuje się przemienniki częstotliwości, kaskady pod-synchroniczne i sprzęgła hydrokinetyczne.

Przy wymaganej głębokiej regulacji zmienno-obrotowej energetycznie najsprawniejsze są kaskady i przemienniki częstotliwości, szczególnie te ostatnie, po zmniejszeniu cen, są powszechnie stosowane.

Przy współpracy równoległej pomp najkorzystniejszą i najbardziej komfortową sytuację, z punktu widzenia energochłonności i bezpieczeństwa regulacji, uzyskuje się przy wyposażeniu wszystkich pomp w napędy zmienno-obrotowe. Jest to jednak rozwiązanie najdroższe, wymagające pełnego technicznego i ekonomicznego uzasadnienia. Decyzja o ilości pomp regulowanych w układzie zależy zawsze od rachunku ekonomicznego (nakłady - efekty). Z praktyki wiadomo, że zwiększenie ilości pomp regulowanych ponad 70% ogólnej ilości pomp pracujących równolegle nie powoduje tak dużego wzrostu sprawności, aby uzasadnić celowość poniesienia stosunkowo wysokich nakładów na zakup napędów do regulacji prędkości obrotowej. W każdym przypadku jest to jednak zagadnienie, które należy rozpatrzyć indywidualnie dla każdej instalacji, ponieważ zarówno stromość charakterystyki oporów jak i inne cechy indywidualne powodują występowanie różnic w optymalnej ilości pomp podlegających regulacji. Należy też pamiętać, że zakres regulacji, przy częściowej ilości pomp regulowanych prędkością obrotową, jest zawsze ograniczony dopuszczalnym polem pracy pomp nieregulowanych (tzw. sztywnych).

Zastosowanie napędów zmiennoobrotowych wymaga spełnienia przez pompy pewnych warunków:

- stateczna charakterystyka energetyczna,
- płaska charakterystyka sprawności,
- identyczność charakterystyk poszczególnych pomp regulowanych (w granicach określonej tolerancji),
- możliwość pracy w wymaganym zakresie zmian prędkości obrotowej,
- regulacja pomp współpracujących równolegle od wspólnego sygnału.

Warunek równomiernego obciążenia pomp będzie zachowany, jeżeli charakterystyki energetyczne pomp będą identyczne, dlatego zawsze zachowanie zgodności charakterystyk i wysokiej sprawności należy postawić przy zamówieniu wykonania pomp, modernizacji, lub remontu pomp istniejących.

Konieczność spełnienia powyższych podstawowych warunków wyklucza możliwość przeprowadzania remontów i modernizacji pomp przez firmy o ubogim wyposażeniu technicznym, a już zupełnie wyklucza możliwość odbioru pomp bez dokładnej, zdjętej na stacji prób charakterystyki energetycznej.

Parametry pomp pracujących z napędami zmiennoodrotowymi nie mogą być określane wyłącznie w oparciu o bilans strat hydraulicznych układu wodnego oraz wymagane niezbędne nadwyżki regulacyjne. Wykonanie pomp na takie parametry spowodowałoby ograniczenie rzeczywistego pola regulacji, lub nie uzyskanie założonych wartości parametrów układu wodnego. Wynika to z faktu, że zarówno sprzęgła hydrokinetyczne, jak i kaskady posiadają pewien poślizg obrotów w stosunku do nominalnej prędkości obrotowej silnika, który wynosi $\sim 3\%$ dla sprzęgieł i $\sim 1\div 1,5\%$ dla kaskad podsynchronicznych [5].

Oznacza to, że pompa nie osiąga, przy pełnym obciążeniu, obrotów znamionowych silnika, a tym samym jej parametry ulegają zmniejszeniu.

Należy pamiętać, że wysokość podnoszenia pompy maleje z drugą potęgą zmiany prędkości obrotowej, a wydajność z pierwszą potęgą tej zmiany

$$H_n = H \left(n_n / n \right)^2$$

$$Q_n = Q \left(n_n / n \right)$$

gdzie:

Q_n , H_n – wydajność i wysokość podnoszenia przy zmiennych obrotach "n"

Q , H – wydajność i wysokość podnoszenia przy obrotach nominalnych

Przyjmując dla sprzęgieł hydrokinetycznych poślizg 3% przy obrotach nominalnych silnika $n = 1485$ obr/min, obroty pompy wyniosą $n_n = 1440$ obr/min. Spowoduje to zmniejszenie wysokości podnoszenia pompy o 6% i wydajności o 3% .

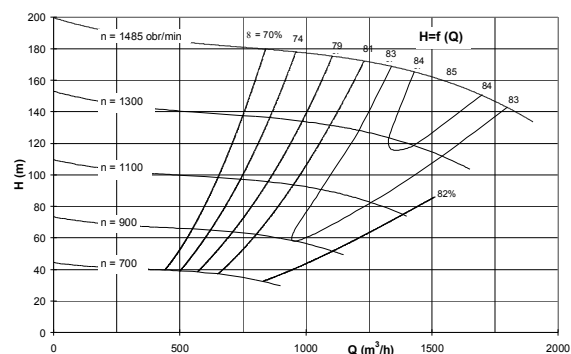
W przypadku napędu kaskadą, zmniejszenie parametrów przy obciążeniu nominalnym będzie mniejsze i wyniesie odpowiednio $2\div 3$ i $1\div 1,5\%$, przy czym przy napędzie kaskadą

istnieje możliwość automatycznego przejścia na zasilanie bezpośrednie i uzyskanie pełnych obrotów nominalnych silnika.

Wynika stąd wniosek, że parametry nominalne pomp muszą być wyższe od minimalnych, obliczonych na podstawie charakterystyki oporu hydraulicznego, co najmniej o wartość odpowiadającą zmniejszeniu obrotów, szczególnie przy zastosowaniu do napędu sprzęgieł hydrokinetycznych. Nadwyżki parametrowe nie mogą być zbyt duże, ponieważ sprawność napędów maleje wraz ze zmniejszaniem się prędkości obrotowej silnika i pompy. Jak wspomniano, aktualnie najczęściej stosuje się do napędu pomp wirowych przemienniki częstotliwości, gdzie poślizg nie występuje. Jednak również w tym przypadku należy przewidzieć pewną nadwyżkę parametrową, która będzie mogła być wykorzystana w sytuacji np. awarii falownika i konieczności przejścia na regulację dławieniową. Wysokość tej nadwyżki przyjmuje się z reguły w wysokości do 5% .

Sprawność pompy wirowej zależy od jej obciążenia ($Q \cdot H$) i prędkości obrotowej. Im niższa prędkość obrotowa, tym mniejsza sprawność. Spadek sprawności pompy przy zmniejszaniu obrotów nie jest jednakowy dla wszystkich pomp. Można jednak stwierdzić, że im wyższa sprawność nominalna, tym mniejszy jej spadek wraz ze zmniejszaniem obrotów [4, 5].

Na rys. 7 pokazano przykładową charakterystykę regulacyjną pompy.



Rys. 7. Charakterystyka regulacyjna pompy 350-500

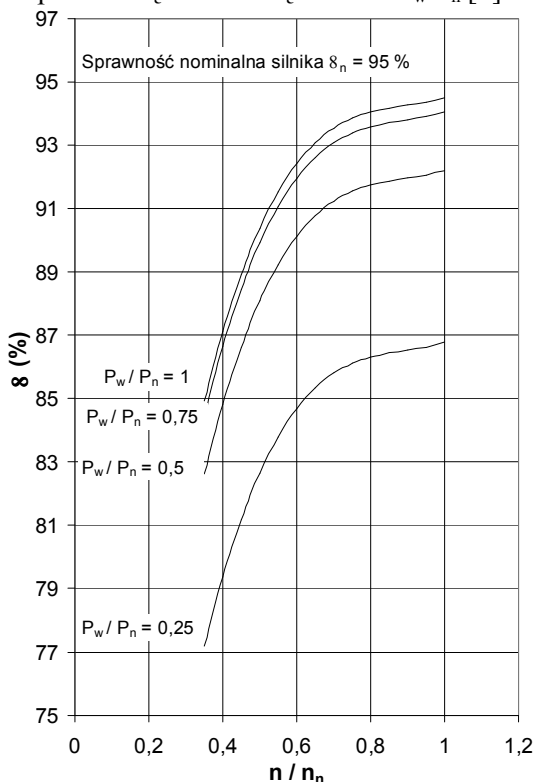
W przedziale prędkości obrotowej $85 \div 100\%$ obrotów nominalnych ($1250 \div 1485$ obr/min) można przyjąć, że nie występuje wyraźny spadek sprawności, podczas gdy dla prędkości obrotowej 900 obr/min (60% obrotów nominalnych), spadek ten wynosi już około 2% .

Optimum sprawności pompy przemieszcza się parabolicznie wraz ze zmianą prędkości obrotowej.

Silnik napędzający regulowaną zmienną-obrotowo pompę wirową podlega zmiennym obciążeniom wynikającym z pracy pompy w szerokim polu parametrowym.

Sprawność nominalna silnika elektrycznego współpracującego z przemiennikiem częstotliwości, lub kaskadą ulega zmniejszeniu na skutek zmiany prędkości obrotowej, dodatkowych strat wynikających ze współpracy z przemiennikiem, lub kaskadą oraz strat związanych ze zmiennym obciążeniem silnika [4, 5]. Przy napędzie za pomocą sprzęgła hydrokinetycznego sprawność nominalna silnika elektrycznego ulega zmniejszeniu wskutek strat związanych ze zmiennym obciążeniem silnika.

O sprawności silnika w polu regulacji decyduje głównie prędkość obrotowa i stopień obciążenia mocą na wale P_w . Dla zobrazowania wpływu wszystkich strat, na rys. 8 przedstawiono przykładowo zmianę sprawności silnika o sprawności nominalnej $\eta_{sn} = 0,95$ współpracującego z przemiennikiem w zależności od prędkości obrotowej wyrażonej jako stosunek prędkości rzeczywistej n do prędkości nominalnej n_n i stopnia obciążenia mocą na wale P_w/P_n [4].



Rys. 8. Zmiana sprawności silnika współpracującego z przemiennikiem częstotliwości

Silniki elektryczne współpracujące z przemiennikami częstotliwości (klatkowe) i kaskadami (pierścieniowe) wymagają specjalnego wykonania (klasa izolacji, izolacja łożyska....) co powoduje, że ich cena jest wyższa o 10÷20% od wykonania standardowego.

Przegląd danych katalogowych silników różnych producentów wykazuje, że silniki pierścieniowe posiadają sprawności nominalne o 1÷2% niższe od porównywalnych pod względem mocy silników klatkowych.

Silniki napędzające sprzęgła hydrokinetyczne nie wymagają żadnego specjalnego wykonania poza koniecznością uwzględnienia dodatkowej nadwyżki mocy przy maksymalnym obciążeniu min. 5%.

Przemienniki częstotliwości [5] charakteryzują się wysoką sprawnością energetyczną, praktycznie są odbiornikiem wyłącznie mocy czynnej ($\cos\varphi > 0,98$), stwarzają możliwość regulacji obrotów zarówno poniżej, jak i powyżej nominalnej prędkości obrotowej silników asynchronicznych klatkowych, oczywiście w dopuszczalnym zakresie momentu obrotowego co ma niekiedy podstawowe znaczenie przy wystąpieniu konieczności zwiększenia obrotów i parametrów pomp. Nowoczesny falownik jest cyfrową pełnomostkową przetwornicą impulsową napięcia z sinusoidalną modulacją szerokości impulsu w części falownikowej i systemem sterowania przez zmianę napięcia i częstotliwości. Funkcje przetwornicy: sterowania i nadzoru realizowane są przez mikroprocesory. Cyfrowe sterowanie i regulacja umożliwiają szybkie dostosowanie pracy napędu do wymaganych parametrów sterowania procesem technologicznym. W wyniku modulacji szerokości impulsu, falownik powoduje powstanie w silniku niewielkich dodatkowych strat mocy.

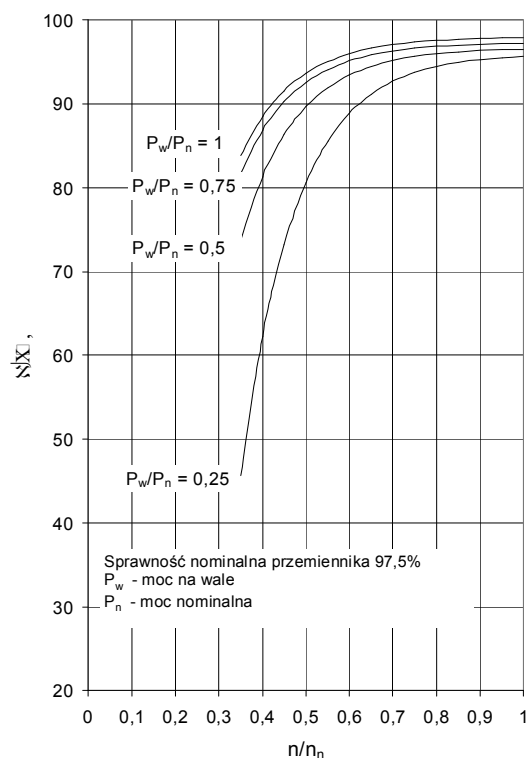
W napędach pomp przemiennik częstotliwości winien być wyposażony w układ automatycznego przejścia do bezpośredniego zasilania silnika w przypadku wystąpienia awarii przemiennika.

Przemienniki budowane są powszechnie na niskie napięcia 400÷690V oraz na wyższe napięcie 6kV. Dostępne są wykonania 6, 12, 18, 24-pulsowe i wyżej w zależności od mocy silnika. Wykonanie 12-pulsowe jest zwykle wystarczające, skutecznie ogranicza oddziaływanie na sieć i umożliwia zasilanie starszych silników. Jest dostępne dla mocy powyżej 630 kW. Jego

cena jest relatywnie wyższa niż z prostownikiem 6-pulsowym. Wyposażenie przemienników częstotliwości w filtr wejściowy praktycznie eliminuje negatywne oddziaływanie wyższych harmonicznych prądu i napięcia na sieć zasilającą. Obecnie najczęściej stosowane są przemienniki częstotliwości z falownikiem napięcia zbudowanym na bazie szybkich tranzystorów mocy IGBT. Zasada działania tego typu przemiennika polega na prostowaniu napięcia przemiennego zasilającego przemiennik częstotliwości, a następnie z tak otrzymanego napięcia stałego formowanie napięcia przemiennego o zmiennej (regulowanej) częstotliwości i amplitudzie. Nowoczesne przemienniki częstotliwości, przeznaczone do regulacji prędkości obrotowej silników klatkowych, zbudowane są w oparciu o technikę mikroprocesorową oraz nowoczesne elementy elektroniczne mocy (tranzystory IGBT). Pozwala to na stosowanie złożonych algorytmów sterowania i uzyskanie pełnej kontroli pracy układu napędowego. Przemienniki częstotliwości o sterowaniu wektorowym umożliwiają regulację prędkości obrotowej silników asynchronicznych bez użycia sprzężenia zwrotnego z obiektu (prądnicza tachometryczna bądź impulsator).

Przy regulacji prędkości obrotowej silnika zasilanego z przemiennika częstotliwości, górną granicą sterowania nie jest wartość znamionowa prędkości obrotowej silnika. Po odpowiednim dobraniu silnika do układu napędowego (moment silnika maleje po przekroczeniu jego znamionowej prędkości obrotowej) przemienniki częstotliwości umożliwiają pracę silnika przy prędkości większej od jego znamionowej prędkości obrotowej z zachowaniem warunku nie przekroczenia dopuszczalnej mocy. Sprawność przemiennika częstotliwości zależy od obciążenia i prędkości obrotowej (częstotliwość).

Na rys. 9 przedstawiono opracowaną analitycznie [4] zależność sprawności przemiennika o kwadratowej charakterystyce momentu od obciążenia i prędkości obrotowej (lub odpowiadającej jej częstotliwości) odniesionej do nominalnej prędkości n_n .



Rys. 9. Sprawność przemiennika częstotliwości

Maksymalną sprawność przemiennika uzyskuje się przy pełnym obciążeniu mocą i częstotliwości $f \geq 50$ Hz. Poniżej tych wartości sprawność energetyczna maleje. W najczęściej występującym w regulacji parametrów pomp przedziale 50÷100% obrotów nominalnych silnika, któremu odpowiada częstotliwość $f = 25 \div 50$ Hz, należy się liczyć ze spadkiem sprawności do 81, lub 94% w zależności od obciążenia.

Sprawność zespołu pompowego η_z jest iloczynem sprawności poszczególnych elementów zespołu

$$\eta_z = \eta_p \cdot \eta_s \cdot \eta_f \cdot \eta_t$$

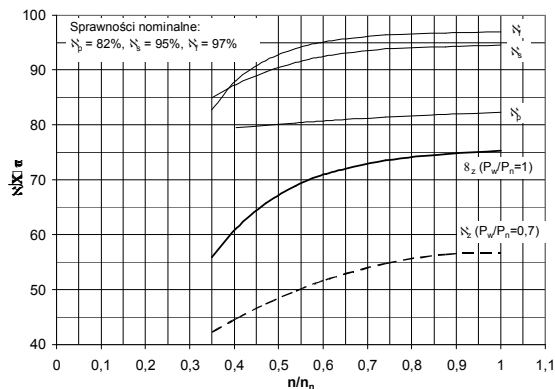
gdzie indeksy oznaczają: p - pompa, s - silnik, f - przemiennik częstotliwości, t - transformator

Na rys. 10 pokazano charakterystyki sprawności elementów zespołu i zespołu pompowego z napędem regulowanym przemiennikiem częstotliwości [4], w funkcji prędkości obrotowej, przy założeniu pełnego obciążenia mocą odpowiadającą prędkości obrotowej "n" pompy i silnika, wg zależności:

$$P_{wn} = P_n (n / n_n)^3$$

gdzie:

P_{wn} - moc na wale przy prędkości obrotowej n.
 P_n - moc nominalna na wale przy nominalnej prędkości obrotowej n_n .



Rys. 10. Sprawność zespołu pompowego

Wpływ poszczególnych elementów powoduje, że sprawność zespołu w zakresie regulacji $n/n_n = 0,35 \div 1$ wynosi $56 \div 75,5\%$. Im niższa prędkość obrotowa, tym niższa sprawność energetyczna zespołu pompowego. Poniżej $n/n_n = 0,6$ sprawność zespołu szybko maleje, głównie z powodu spadku sprawności przemiennika i silnika.

Z kolei dla całego zakresu prędkości obrotowej, wobec stosunkowo wysokich sprawności silnika i przemiennika, główny wpływ na sprawność zespołu ma sprawność pompy. Dlatego analizując zastosowanie napędu regulowanego należy zwrócić szczególną uwagę na możliwość uzyskania jak najwyższych sprawności nominalnych pompy, przy czym najlepiej, jeżeli jej charakterystyka jest płaska w dużym zakresie wydajności.

Obniżenie stopnia obciążenia mocą P_w/P_n (zbyt duże moce napędów w stosunku do mocy na wale pompy, lub praca pompy z małą wydajno-

ścią) do 0,7 mocy nominalnej odpowiadającej rzeczywistej prędkości obrotowej, powoduje dalsze bardzo duże zmniejszenie sprawności zespołu pompowego ($42 \div 57\%$).

Przedstawiona analiza wskazuje na celowość ograniczania dużych nadwyżek parametrycznych pomp, aby można było pracować w zakresie wyższych prędkości obrotowych. Duże nadwyżki powodują konieczność pracy z niskimi prędkościami obrotowymi i relatywnie niską sprawnością. Należy zadbać również o to, aby w całym polu regulacji parametrycznej pompy jej optimum sprawności leżało w pobliżu wymaganych parametrów pracy układu wodnego.

7. Literatura

- [1]. Jędral W.: *Pompy wirowe*. Warszawa 2001, PWN.
- [2]. Pfleiderer C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. Berlin 1949, Springer-Verlag.
- [3]. KSB.: *Lexikon Kreiselpumpen*. Frankenthal 1989.
- [4]. ENERGOM.: *Materiały analityczne i badawcze*.
- [5]. Katalogi i materiały SIEMENS, ABB, SULZER, EMIT Żychlin, ZEG Tychy, VOITH.

Autor:

dr inż. Wojciech Misiewicz jest współwłaścicielem ZPME "ENERGOM" s.c. w Świdnicy, firmy inżynierskiej specjalizującej się w dziedzinie techniki przepływowych maszyn energetycznych.

Kontakt: tel. 074 853 11 73,

<http://www.energom.com.pl>

e-mail: wojciech.misiewicz@energom.com.pl