

Marian Mikoś, Michał Karch**

PROPOZYCJA ENERGOOSZCZĘDNEGO SPOSOBU REGULACJI POMP WIROWYCH

1. Wstęp

W teorii pomp wirowych przez sprawność zespołu pompowego rozumie się współczynnik sprawności ogólnej, wyrażony ilorazem mocy użytecznej oraz mocy elektrycznej (mocy prądu pobieranego przez silnik), gdzie moc użyteczna oznacza iloczyn wydajności rzeczywistej (natężenia przepływu) i użytecznej wysokości podnoszenia.

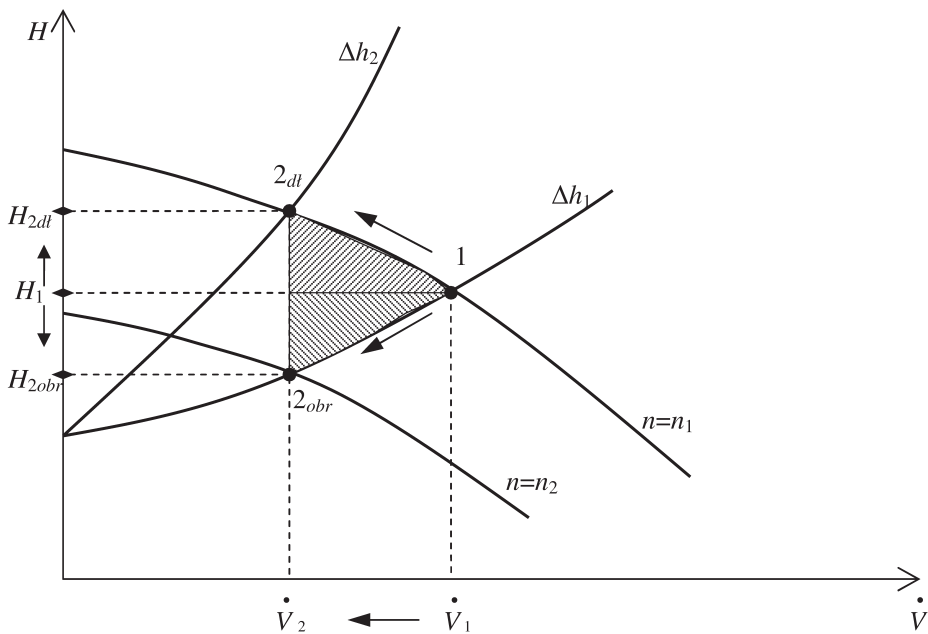
Z kolei użyteczna wysokość podnoszenia jest to różnica ciśnień całkowitych na tłoczeniu oraz na ssaniu, czyli suma przyrostów ciśnienia statycznego i ciśnienia dynamicznego w obrębie układu pompowego.

Parametry przepływowe charakteryzujące pracę pompy wirowej, czyli wydajność oraz użyteczną wysokość podnoszenia, wiąże krzywa dławienia. W matematycznym ujęciu jest to miejsce geometryczne tzw. punktów pracy, czyli punktów przecięcia się charakterystyki pompy z charakterystyką oporów sieci. Generuje to mnogość możliwych do uzyskania wartości parametrów pracy, a wynika z właściwości wirowych maszyn przepływowych, którą można nazwać autoregulacją, czyli zdolnością pompy do samoczynnego dostosowywania się do oporu stawianego przez sieć.

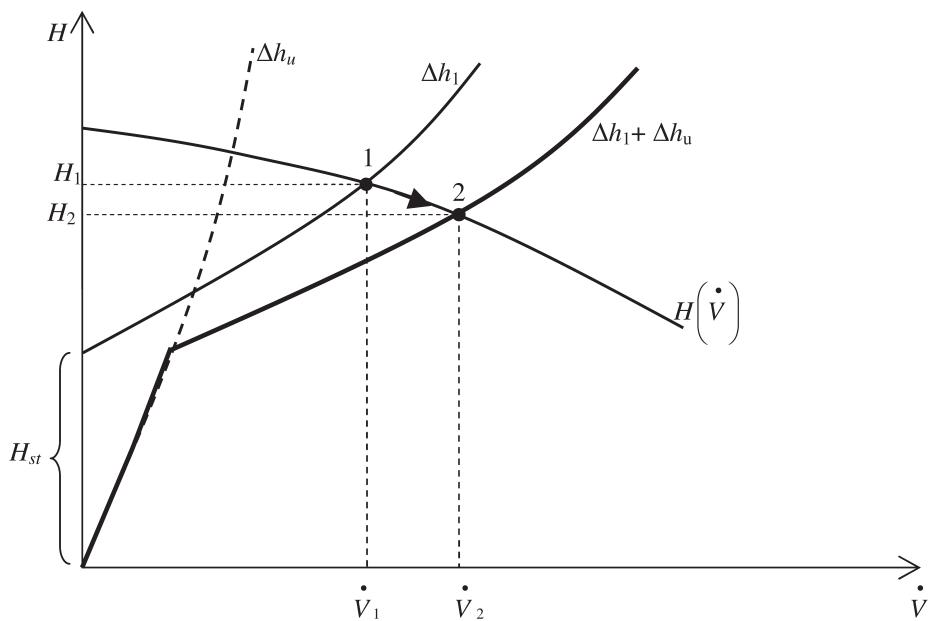
W praktyce przez regulację pompy wirowej rozumie się zazwyczaj zmianę tylko jednego z podstawowych parametrów pracy, a mianowicie wydajności (natężenia przepływu). Jednakże bez względu na wybraną metodę regulacyjną, zmiana wydajności pociąga za sobą zmianę wysokości podnoszenia. Wielkość tej ostatniej zmiany zależy przede wszystkim od kształtu krzywej dławienia, od proporcji pomiędzy statyczną i dynamiczną wysokością oporów sieci oraz od zastosowanej metody regulacji. Rysunek 1 przedstawia porównanie przebiegu najczęściej stosowanych metod regulacji wydajności pomp wirowych.

Stosowana jest również upustowa metoda regulacji. W tym przypadku część tłoczna układu pompowego wyposażona jest w równolegle włączony przewód o regulowanej wysokości oporu hydraulicznego. Powiększenie sumarycznego przekroju przepływowego powoduje wzrost wydajności pompy, towarzyszy temu jednak obniżenie ciśnienia w strumieniu kierowanym do odbioru (rys. 2).

* AGH Akademia Górniczo-Hutnicza, Wydział Górnictwa i Geoinżynierii, Kraków



Rys. 1. Porównanie przebiegu regulacji wydajności pompy wirowej przez dławienie w przewodzie tłocznym oraz poprzez zmianę liczby obrotów

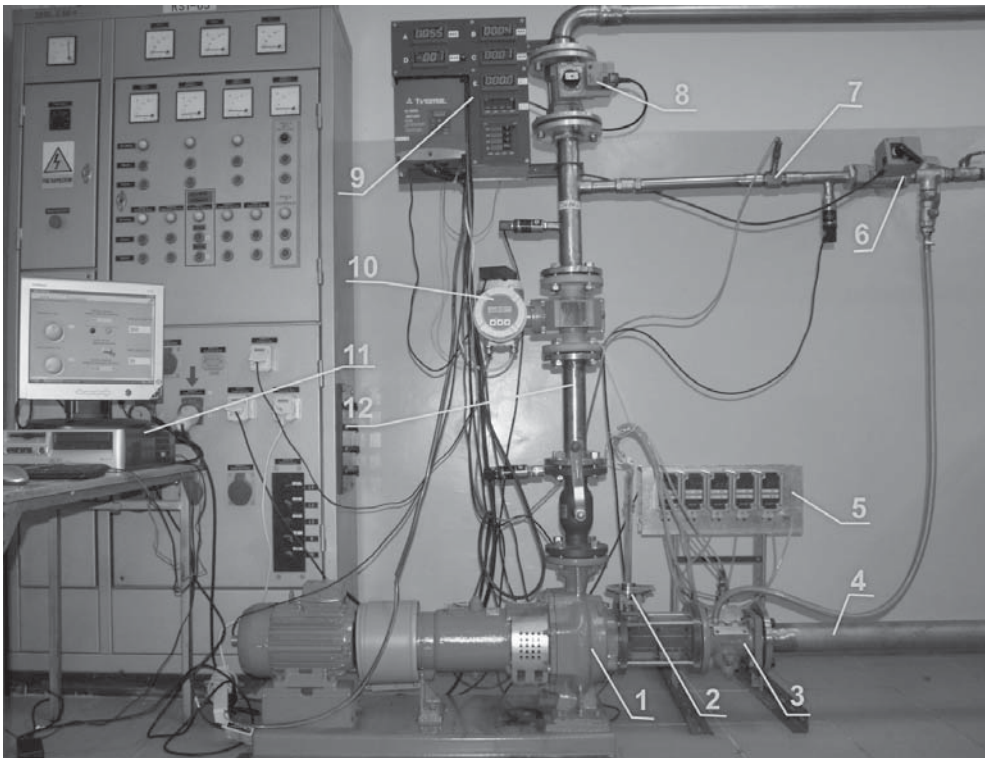


Rys. 2. Regulacja upustowa pompy wirowej

2. Badania

Jednym z założeń na etapie projektowania pomp wirowych jest identyczność geometrii zasysanej strugi z krzywizną początku łopatek, gdyż zapewnia to optymalne warunki pracy pompy wirowej, czyli styczny napływ cieczy. Zjawisko to ma jednak miejsce wyłącznie wówczas, gdy wydajność pompy jest równa założonej wydajności obliczeniowej (nominalnej). W przypadku innych wydajności swobodny (niekierowany) napływ przebiega z oderwaniem lub uderzeniem strugi na wlocie, co jest przyczyną dodatkowych strat, więc powoduje obniżenie sprawności.

Autorzy uznali, iż interferencja naturalnej prerotacji zasysanej strugi z dodatkowo wytworzonym krętem spowoduje zmianę warunków napływu strugi na krawędzie wlotowe łopatek wirnika. Powinno to skutkować tym, że optymalny, czyli styczny, napływ cieczy na wirującą palisadę łopatek można będzie uzyskać nie tylko w nominalnym punkcie pracy, lecz również w pewnym jego otoczeniu. To z kolei poszerzy pole pracy, w którym sprawności pompy będą przyjmować wysokie wartości.



Rys. 3. Stanowisko pomiarowe:

1 – badana pompa, 2 – sonda kulowa, 3 – głowica prerotacyjna, 4 – przewód ssawny, 5 – zestaw przetworników ciśnienia obsługujących sondę kulową, 6 – zawór sterowany do regulacji strumienia prerotacyjnego, 7 – przepływomierz strumienia prerotacyjnego, 8 – zawór sterowany do regulacji strumienia głównego, 9 – tablica kontrolno-pomiarowa, 10 – przepływomierz strumienia głównego, 11 – komputer sterująco-rejestrujący, 12 – przewód tłoczny

Głównym elementem stanowiska (rys. 3) była promieniowa pompa wirowa jednostopniowa. Na przewodzie ssawnym bezpośrednio przed wlotem na łopatki wirnika zamontowano sondę kulową do wyznaczania wektorów prędkości płynu, a przed nią zainstalowano przystawkę potrzebną do uzyskania dodatkowej prerotacji za pomocą strugi cieczy pobieranej z przewodu tłoczego.

Badano różne typy przystawek prerotacyjnych, które umożliwiały kształtowanie geometrii strumienia dodatkowego. Pomiędzy przystawką a pompą znajdował się czujnik ciśnienia, który mierzył ciśnienie ssania. Za pompą znajdował się zawór odcinający oraz punkt mierzenia ciśnienia na tłoczeniu. Przepływomierz indukcyjny dokonywał pomiaru strumienia cieczy na tłoczeniu. Następnie przewód tłoczny rozdzielał się na dwie gałęzie: przewód główny, na którym zamontowany został zawór dławiący, oraz przewód poboczny, z którego pobierano ciecz do wytwarzania dodatkowej prerotacji. Na przewodzie pobocznym zamontowane zostały: przepływomierz wskazujący ilość cieczy, która przekazywana była na przystawkę prerotacyjną, oraz ciśnieniomierz mierzący ciśnienie tej cieczy. Do silnika pompy podłączony był falownik do regulacji obrotów silnika. W układzie zastosowano dwa zbiorniki cieczy. Do pierwszego ciecz spływała z przewodu tłoczego. Do drugiego z kolei podłączony był przewód ssawny pompy. Oba zbiorniki, połączone ze sobą, stabilizowały ciśnienie ssania.

Pomiary przeprowadzono tak, aby uzyskać szereg charakterystyk badanej pompy przy wprowadzaniu dodatkowego strumienia prerotacyjnego o zadanym wydatku i ustalonym kształcie. Wartość tego strumienia stanowiła odpowiednio 10%, 8%, 6%, 4% i 2% strumienia głównego.

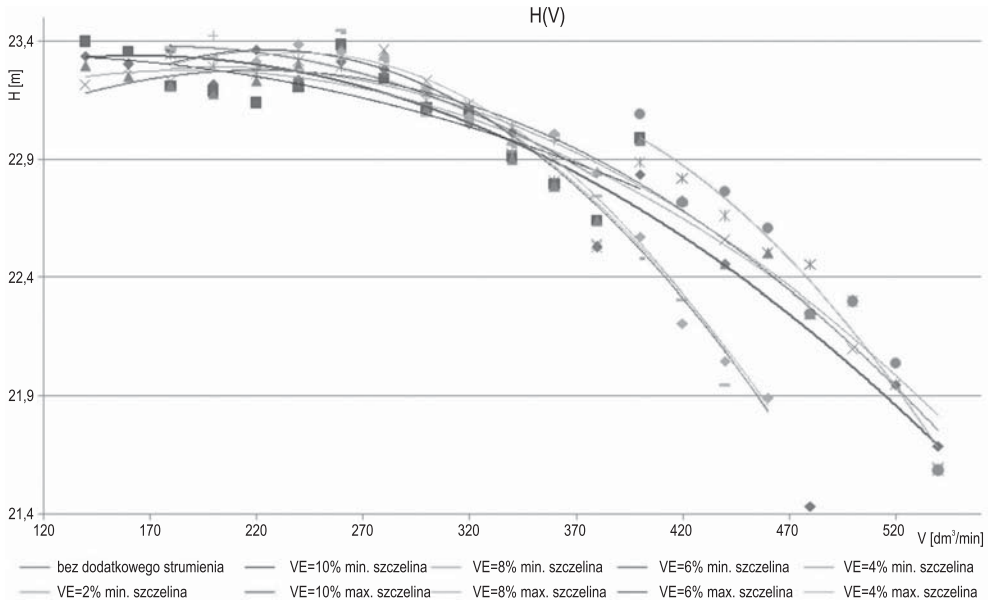
Zmianę kształtu strugi dodatkowej uzyskiwano, zmieniając rozmiar i kształt dyszy w przystawce prerotacyjnej. Badania prowadzono tak, aby w całej serii pomiarów obroty pompy były jednakowe.

3. Wyniki

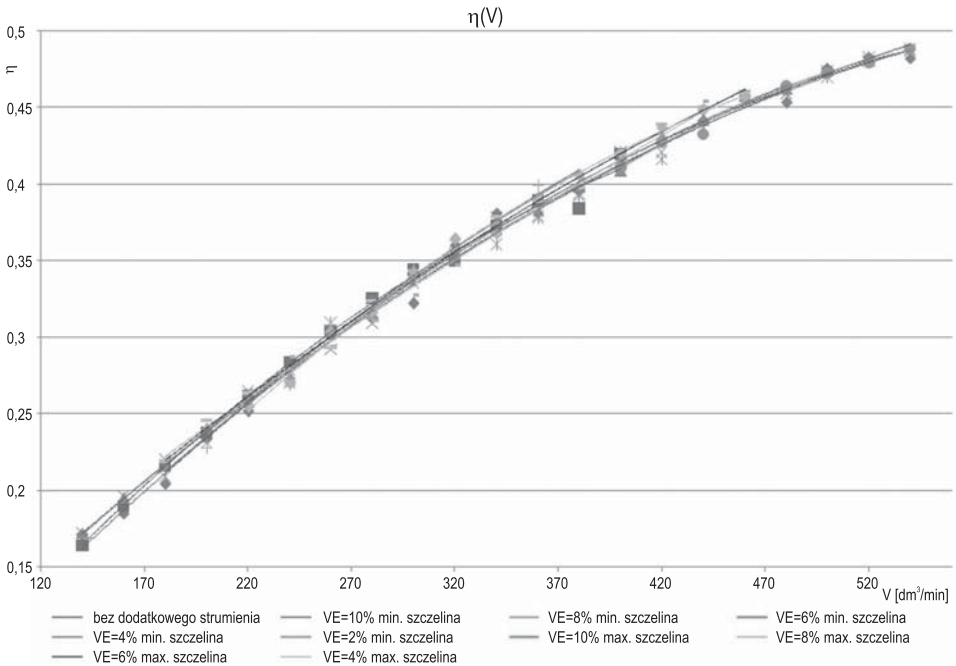
Na rysunkach 4 i 5 przedstawiono uzyskane efekty wprowadzania dodatkowego strumienia prerotacyjnego w przestrzeń przedwirnikową pompy. Wyniki dotyczą wykorzystania dysz prerotacyjnych o przekroju prostokąta o zmiennych wymiarach (szczelina maksymalna – grubość płytki regulacyjnej 3 mm, szczelina minimalna grubość płytki regulacyjnej 9 mm) i uzyskano je dla wartości wydatku strugi prerotacyjnej w zakresie od 2% do 10% wydatku strumienia głównego.

Widoczne na wykresach różnice w długościach charakterystyk spowodowane są ograniczeniami możliwości regulacji strumienia dodatkowego (prerotacyjnego). Ograniczenia te w pierwszej kolejności spowodowane są konstrukcją stanowiska (przekroje wewnętrzne przewodów, zaworów oraz dysz prerotacyjnych) i wpływają na maksymalne, możliwe do uzyskania, natężenie przepływu strumienia dodatkowego. W drugiej kolejności pewne ograniczenia wynikają z dokładności przepływomierza zamontowanego na strumieniu dodatkowym, który ogranicza możliwość pomiaru niskich wartości natężenia przepływu.

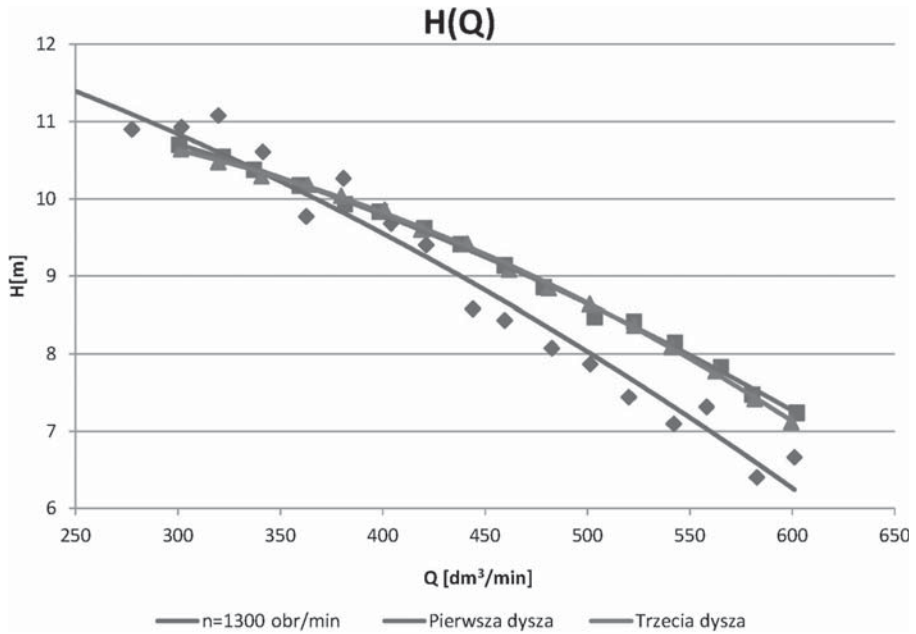
Na rysunkach 6 i 7 przedstawiono wpływ miejsca wprowadzania dodatkowego strumienia (bliżej lub dalej od wirnika) na charakterystykę pompy przy wykorzystaniu dyszy o przekroju kołowym.



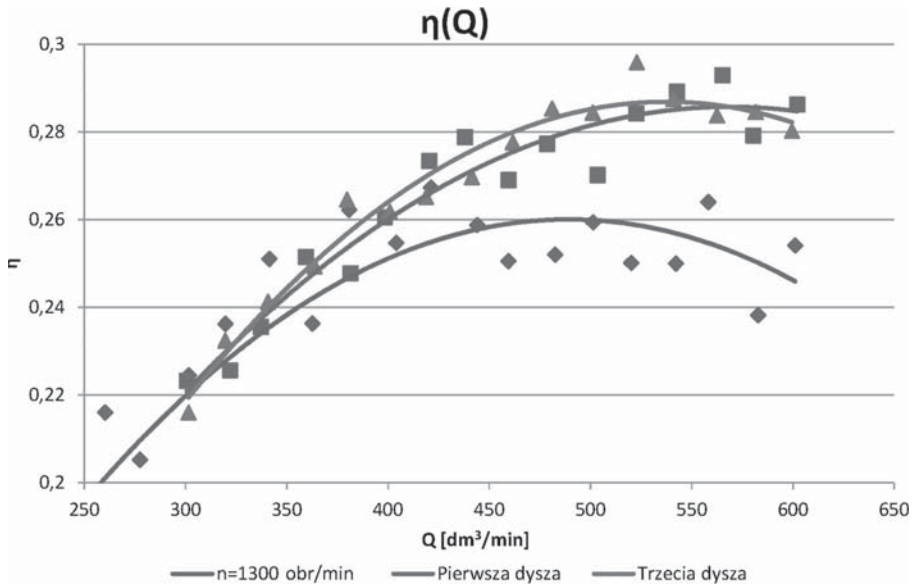
Rys. 4. Wpływ wydatku strumienia prerotacyjnego oraz wielkości otworu dyszy prostokątnej na wysokość podnoszenia pompy



Rys. 5. Wpływ wydatku strumienia prerotacyjnego oraz wielkości otworu dyszy prostokątnej na sprawność pompy



Rys. 6. Wpływ miejsca wprowadzania dodatkowego strumienia prerotacyjnego na wysokość podnoszenia pompy



Rys. 7. Wpływ miejsca wprowadzania dodatkowego strumienia prerotacyjnego na sprawność pompy

4. Podsumowanie

Uzyskane dotychczas wyniki pomiarów wskazują, że proponowana metoda kształtowania charakterystyki pompy przynosi oczekiwane efekty w postaci zwiększenia sprawności pompy, co skutkuje obniżeniem energochłonności maszyny oraz umożliwia wysokosprawną regulację wydajności.

W celu podkreślenia wymiernych korzyści z proponowanej metody regulacji w tabeli 1 zestawiono przykładowe koszty eksploatacyjne pomp odwadniających typu OW/250B/8 ($V_{nom} = 8,2 \text{ m}^3/\text{min}$, $\eta_{nom} = 74,1\%$, parametry pracy $V = 6,18 \text{ m}^3/\text{min}$, $\eta = 53,79\%$) w zakładzie górniczym.

Dlatego, mając na uwadze dotychczasowe obiecujące wyniki, należałoby przeprowadzić dalsze badania omawianego zagadnienia przy użyciu również innych metod pomiarowych.

TABELA 1

Wynik finansowy poprawy sprawności pompy o 1%

	Sprawność [%]	Średnia moc pobierana przez silnik [kW]	Koszt dobowy [zł]	Koszt miesięczny [zł]	Koszt kwartalny [zł]	Koszt roczny [zł]
Dane rzeczywiste	53,79	1107	17 965,64	538 969,28	1 616 907,85	6 557 459,59
Zwiększona sprawność o 1%	54,79	1091	17 702,80	531 084,24	1 593 252,73	6 461 524,96
Zysk dla 1%	1	16	262,84	7885,04	23 655,12	95 934,63

LITERATURA

- [1] *Mikoś M. i in.*: Wykorzystanie dodatkowego zawirowania zasysanej strugi do kształtowania charakterystyk pompy wirowej. *Maszyny Górnicze*, nr 2, 2008
- [2] *Mikoś M., Karch M.*: O modyfikacji upustowej metody regulacji wydajności pomp wirowych. *Pompy Pompownie*, nr 3, 2008
- [3] *Mikoś M., Karch M.*: Propozycja stałociśnieniowej regulacji wydajności pomp wirowych. *Mechanizacja i Automatyzacja Górnictwa*, nr 2(480), 2011