

**SIEDEM SPOSOBÓW NA OSZCZĘDZANIE  
ENERGII POMPOWANIA**  
**Praktyczne wskazówki**

**mgr inż. Marek Świdorski**  
**KSB Pompy i Armatura Spółka z o.o.**  
**Warszawa**  
**Oddział we Wrocławiu**

**POMPY POMPOWNI**  
Nr 4/111 listopad 2003

# SIEDEM SPOSOBÓW NA OSZCZĘDZANIE ENERGII POMPOWANIA

## Praktyczne wskazówki

### WSTĘP

Eksploatowane obecnie układy pompowe zużywają w skali światowej około 20% wytwarzanej energii elektrycznej z czego 25÷50% jest wykorzystywane w przemysłowych instalacjach pompowych. Szacuje się, że od 30 do 50% energii elektrycznej może zostać zaoszczędzone poprzez wprowadzenie zmian w istniejących układach pompowych [1].

W wyniku ratyfikacji przez ogół państw Deklaracji z Rio (1992) [2] i Protokołu z Kyoto (1997) [3] dotyczących oszczędnego wykorzystania energii elektrycznej i ograniczenia emisji CO<sub>2</sub> w wielu krajach podjęto zdecydowane działania mające na celu urzeczywistnienie zawartych w nich ustaleń. Programy efektywnego wykorzystania energii elektrycznej w przemyśle wprowadzone w ostatnich latach w USA (*US Federal Energy Management Program ; America's Best Energy Efficient Programs*) i Unii Europejskiej (*ENERSAVE ; Europump Specific Actions for Vigorous Energy Efficiency*) zmusiły użytkowników i projektantów układów pompowych do nowego podejścia do problematyki efektywnego energetycznie pompowania. Szczególny nacisk położono na wytwarzanie pomp i silników elektrycznych o maksymalnych, możliwych do uzyskania sprawnościach. Dodatkowo, wskazuje się na konieczność optymalnego doboru pomp do zakładanych warunków pracy [4 ; 5 ; 6 ; 17].

Zużycie energii elektrycznej zależy w dużej mierze od zastosowanej pompy, konfiguracji układu pompowego i sposobów jego użytkowania. Każdy przypadek wymaga indywidualnej oceny, jednak można wyodrębnić pewne uniwersalne, wspólne dla wszystkich przypadków działania mające na celu minimalizację zużycia energii. Przedstawione poniżej działania zalecane są przez *Hydraulic Institute* [7].

### 1. PROJEKTUJ INSTALACJĘ MINIMALIZUJĄC WYDAJNOŚCI I WYSOKOŚCI PODNOSZENIA

**Natężenie przepływu można obniżyć** minimalizując wymagane prędkości przepływu przez instalację oraz eliminację otwartych upustów. Spełnienie powyższych postulatów może być trudne ale jest możliwe. Wymaga dużego doświadczenia projektanta oraz odpowiedzialności użytkownika za prawidłowe określenie wymagań co do warunków pracy instalacji. Wymagania co do wydajności muszą zostać jednoznacznie sprecyzowane (nie może być określana „od – do” jak to często ma miejsce) w zależności od realizowanego procesu.

Wydajność i sugerowane normami prędkości przepływu cieczy (zróżnicowane w zależności od pompowanej cieczy i jej własności reologicznych) określają wielkość średnicy rurociągu ssawnego i/lub tłocznego. O ile dopuszczalne prędkości przepływu w instalacjach wodociagowych zawierają się w zakresie od 0,5 do 4 m/s [8] i trudno jest jednoznacznie wybrać prędkości minimalne (według [8] zależy to od przeznaczenia rurociągu tłocznego), to prędkości przepływu w instalacjach piaskowników oczyszczalni

ścieków wystarczy że będą nieco wyższe od wymaganej minimalnej granicznej prędkości przepływu (podobnie w instalacjach kanalizacji ciśnieniowej). Minimalizacja prędkości przepływu, dla ustalonej wydajności powoduje wzrost średnicy rurociągu i wyższe koszty inwestycyjne. Jednak uzyskujemy znaczące obniżenie wielkości strat hydraulicznych w rurociągu i zmniejszenie wysokości podnoszenia. Stosowane dzisiaj metody obliczeniowe oraz programy komputerowe pozwalają na optymalizację średnicową układu pompowego pod względem kosztów inwestycyjnych [9 ; 18] i parametrów przepływu [10 ; 11].

Regulacja upustem jest rzadko stosowana. Decydując się na nią zapomina się często o tym, że ma ona sens wyłącznie w pompach o malejącej charakterystyce zapotrzebowania mocy (np. w pompach śmigłowych). W typowych pompach odśrodkowych (o narastającej charakterystyce zapotrzebowania mocy) otwarcie upustu prowadzi do zwiększenia wydajności pompy i jednoczesnego zwiększenia zapotrzebowania mocy. Ubocznym skutkiem mogą być awarie silników napędowych których moce są źle dobrane do takich warunków pracy.

**Całkowita wysokość podnoszenia** układu pompowego stanowi sumę wysokości statycznej i dynamicznej.

**Wysokość statyczna** w typowych, otwartych układach pompowych (ciśnienie atmosferyczne w zbiorniku dolnym i górnym) ogranicza się jedynie do wysokości geometrycznej. Każda publikacja traktująca o pracy pompy w układzie pompowym (najpopularniejsze to [12 ; 13]) definiuje jednoznacznie wysokość geometryczną jako różnicę rzędnych (niwelacji) pomiędzy poziomem cieczy w zbiorniku górnym i dolnym. W celu minimalizacji zużycia energii wskazane jest aby ta różnica była możliwie najmniejsza. Jednak warunki lokalizacyjne układu pompowego nie zawsze na to pozwalają. Czasami ukształtowanie terenu lub względy projektowe powodują, że rurociąg tłoczny wznosi się do pewnego maksymalnego punktu swojego profilu a następnie opada ku zbiornikowi górnemu lub rurociąg tłoczny stale się wznosi i ma wylot do zbiornika górnego powyżej maksymalnego poziomu cieczy w nim zawartej. W takich sytuacjach warto pomyśleć o wykorzystaniu efektu lewarowego (tam gdzie warunki na to pozwolą) dla obniżenia wysokości podnoszenia [14 ; 15].

Określenie wysokości statycznej w układach ciśnieniowych (ciśnienie większe lub mniejsze od atmosferycznego w zbiorniku dolnym i/lub górnym) wymaga głębszej analizy. Konieczne jest zidentyfikowanie rzeczywiście występujących ciśnień w obu lub jednym zbiorniku. W nowo projektowanym układzie możliwe jest tylko założenie ich wartości w oparciu o wymagania procesu. W celu poprawy istniejącego układu konieczne są dodatkowe pomiary i dopiero po ich wykonaniu można przystąpić do korekty parametrów istniejących lub doboru nowych pomp. Celowe jest poszukiwanie urządzeń o minimalnych wartościach przeciwcisnienia dostosowanych jednakże do wymagań narzuconych realizowanym procesem.

**Dynamiczna wysokość podnoszenia** to wyłącznie straty generowane w układzie pompowym. Na ich wielkość przy ustalonej wydajności mają wpływ: średnica rurociągu, jego

długość, ilość i rodzaj zainstalowanej armatury i kształtek. Na wartość strat wpływa także chropowatość powierzchni wewnętrznej rur a więc ich materiał (także czas użytkowania w przypadku rur starych). Poprawny dobór średnicy rurociągu poza aspektem kosztowym musi uwzględniać wielkość strat jakie wystąpią po jej zastosowaniu. Zasadą musi stać się dążenie do minimalizacji strat w instalacji. Osobny aspekt to problemy z właściwym określeniem ich wartości. Mimo że obliczenie strat wymaga dużej staranności, to ich wyniki rzadko bywają zgodne z rzeczywistością. Przyczyny tego są uzależnione od dostępnych danych obliczeniowych, dokładności obliczeń oraz doświadczenia wykonawcy obliczeń. Obliczenie strat liniowych często oparte tylko na nomogramach prowadzi do dużych rozbieżności wyników. Obliczenie strat miejscowych (armatura, kształtki) często bywa w praktyce inżynierskiej oparte na założeniu, że stanowią one 15 ÷ 20% wartości strat liniowych. Może ma to sens w przypadku rurociągów o dużej długości gdzie dominują straty liniowe ale w przypadku krótkich rurociągów zawierających większą ilość armatury i kształtek, gdzie dominują straty miejscowe jest przesadne. Stosowanie odpowiednich programów komputerowych ułatwia prowadzenie obliczeń jednak ma tę wadę, że programy te są tak dokładne na ile pozwolili ich twórcy gromadząc w nich odpowiednie dane pomocnicze i zastosowane procedury obliczeniowe. Inna sprawa to umiejętność rozwiązywania złożonych układów pompowych (np. współpraca równoległa kilku pomp oddalonych od siebie i przy zróżnicowanych wysokościach geometrycznych). W konsekwencji takich obliczeń (szacunków) często następuje zawyżenie wysokości dynamicznej a tym samym całkowitej wysokości podnoszenia. W rzeczywistości, w trakcie użytkowania dobranej pompy uzyskuje się z reguły mniejsze niż zakładano całkowite wysokości podnoszenia, większą wydajność i większe zapotrzebowanie mocy. Można tego uniknąć jeśli rurociąg będzie miał optymalny profil, właściwe średnice oraz minimalną ilość niezbędnej armatury i kształtek a niezbędne obliczenia będą rzetelnie wykonane.

## **2. UNIKAJ NADMIERNEJ NADWYŻKI W OKREŚLENIU WYDAJNOŚCI I WYSOKOŚCI PODNOSZENI. W typowych warunkach, jeśli konieczne będzie zwiększenie wydajności, to tańsza jest instalacja dodatkowej pompy.**

Jeśli pompy są dobrane do rzeczywiście wymaganych wydajności i wysokości podnoszenia, to oszczędność energii może przekroczyć 20% [1]. Unika się potrzeby dławienia pompy lub pracy z wydajnością wyższą niż potrzeba. Oszczędności są większe jeśli pompa pracuje w punkcie charakterystyki o najwyższej sprawności.

Parametry procesu, w pewnych przypadkach są trudne do ścisłego określenia. Można się jednak odnieść do porównywalnych instalacji. Zasadą jest jasne zdefiniowanie wymagań i dopasowanie się do nich. Często określane są maksymalne wymagania co do wydajności i wysokości geometrycznej instalacji pompowej oraz wynikającej stąd całkowitej wysokości podnoszenia. Zauważalne jest to najczęściej w definiowaniu wymagań co do parametrów pracy pomp w pompowniach ścieków mających znaczną wysokość retencyjną ( $Q_{\max}$  i  $H_{\text{geom}\max}$  w takiej sytuacji nie idą w parze). Prowadzi to do doboru parametrów pompy odbiegających w górę od rzeczywiście osiągniętych. W konsekwencji zawyżona moc nominalna silnika i większy pobór mocy niż należałoby oczekiwać. Dławienie przepływu

w takim przypadku prowadzi tylko do nieznacznego zanizania wielkości pobieranej mocy.

Określenie wymaganej wydajności w wielu przypadkach wiąże się z przyjęciem jej „na dzisiaj” lub „na przyszłość”. Nie rzadko przyjmuje się jako wiążące wymagania obowiązujące „na przyszłość” co prowadzi do zawyżenia parametrów pracy i powoduje, że już dzisiaj zwiększamy zapotrzebowanie energii w procesie pompowania. Przyszłość zwykle bywa niepewna co do zakładanych parametrów pracy pomp (przykładowo, nadmiar wydajności pomp w wielu jeszcze zakładach wodociągowych, jako efekt gospodarki planowej minionego ustroju). Lepiej więc dopasować się do aktualnych wymagań planując potencjalne możliwości rozwoju i zwiększenia wydajności pomp poprzez wzrost ich ilości w dostosowaniu do potrzeb. Warto pamiętać o możliwościach kaskadowego załączania pomp tam gdzie warunki pracy instalacji wiążą się ze znacznymi zmianami zapotrzebowywanej wydajności.

Najlepsze rozwiązanie uzyskuje się wybierając pompę, której **parametry pracy leżą najbliżej punktu o maksymalnej sprawności** (ang. *BEP = Best Efficiency Point*). Oprócz efektywnego pompowania uzyskamy także możliwie najwyższą niezawodność działania pompy [4 ; 16]. Wymóg ten bywa trudny do spełnienia gdy dysponujemy seryjnie produkowanymi pompami o charakterystykach prezentowanych w katalogach. W takim przypadku należy szukać optymalnego rozwiązania uwzględniającego techniczne możliwości pompy oraz jej własności sprawnościowych. Kompromis nie zawsze będzie możliwy i często techniczne możliwości pompowania (np. konieczność wyboru wirnika o swobodnym przepływie zamiast wirnika kanałowego) biorą górę nad sprawnością. Jest to zrozumiałe, ale nawet w takiej sytuacji należy wybierać pompę o najwyższej sprawności spośród dostępnych. Zasada doboru pompy pod kątem uzyskiwania najwyższej sprawności w wymaganym punkcie pracy powinna być zawsze stosowana.

## **3. WYBIERAJ POMPE O NAJLEPSZEJ SPRAWNOŚCI. Przesadna tendencja do minimalizacji kosztów zakupu powoduje wzrost kosztów użytkowania.**

Stając przed nie łatwym zadaniem wyboru najwłaściwszej pompy do potrzeb realizowanego procesu dysponuje się zwykle ograniczoną ilością danych. Wiemy co, ile, gdzie i jak chcemy pompować i w oparciu o te informacje zaczynamy szukać odpowiedniej pompy. Nie wiemy tylko jakich sprawności należy oczekiwać od poszukiwanych pomp. W przypadku pomp wirowych pomocną wskazówką jest znajomość wyróżnika szybkoobrotowości pompy ( $n_q$ ) i możliwość określenia na jego podstawie oczekiwanej wartości sprawności pompy [19 ; 20].

Decyzje co do wyboru, w głównej mierze opierają się na rozpoznaniu możliwości zakupu po najniższej cenie w najkrótszym czasie u dostawcy (producenta) wybranego w drodze przetargu. Mniejszą wagę przykładają się do warunków utrzymania urządzeń w ruchu i ich niezawodności. A już zupełnie najmniej się myśli o wielkości zużywanej energii elektrycznej przez wybrane urządzenia [4]. Czy taka kolejność kryteriów wyboru jest właściwa ? Dostawca (producent) urządzeń kieruje się dokładnie odwrotną kolejnością kryteriów w wyniku czego oferuje wyrób o określonej wartości dostępny po określonym czasie. Powstaje więc pewna sprzeczność interesów, która dla wielu nabywców (użytkowników) bywa trudna do zaakceptowania. Wykonanie analizy kosztów cyklu życia (LCC) pozwoli w takim przypadku wybrać optymalne rozwiązanie. Nabywca

musi być świadomy kryteriów na podstawie których podejmuje decyzję co do wyboru pompy.

#### **4. UŻYWAJĄC NAPĘDÓW ZMIENNO OBROTOWYCH UNIKNIESZ STRAT DŁAWIENIOWYCH I UPUSTOWYCH (z wyjątkiem instalacji, w których występują bardzo duże statyczne wysokości podnoszenia a pompa ma płaską charakterystykę)**

Regulacja parametrów pracy pomp poprzez napęd zmiennie obrotowy jest dzisiaj szeroko stosowaną alternatywą wobec regulacji dławieniowej. Podstawową jego zaletą jest obniżenie poboru energii przez pompę w zmieniających się warunkach obciążenia (zmniejszona wydajność i wysokość podnoszenia lub zmniejszona wydajność przy ustalonej wysokości podnoszenia). O ile w przypadku małej pompy cyrkulacyjnej zastosowanej w obiegu kotła grzewczego zmiana parametrów pracy pompy odbywa się przy prawie niezminionej jej sprawności, to w przypadku pompy wysokociśnieniowej pracującej w instalacji charakteryzującej się dużą statyczną wysokością podnoszenia i płaską charakterystyką strat instalacji, zmiana obrotów powoduje przesunięcie punktu pracy pompy w stronę zmniejszonej sprawności. Warto wiedzieć jaka jest wtedy sprawność pompy. Czy efekt zastosowanej regulacji obrotów nie będzie w takim przypadku podobny do efektów uzyskanych w regulacji dławieniowej? Podawane w wielu publikacjach proste równania wynikające z powinowactwa charakterystyk pompy, określające współzależność pomiędzy wydajnością, wysokością podnoszenia, zapotrzebowaną mocą a obrotami są nie wystarczające do tego aby wyznaczyć bieżącą wartość sprawności. Równania te także nie nadają się do przeliczania punktów pracy w celu uzyskania ich wartości po zmianie prędkości obrotowej. W celu wyznaczenia bieżącej wartości punktu pracy po zmianie prędkości obrotowej konieczne jest znalezienie rozwiązania układu dwóch analitycznych równań charakterystyki pompy i instalacji [21]. Dodatkowo wymagana jest znajomość charakterystyki sprawnościowej w zależności od obrotów. Dopiero na tej podstawie można określić wartość sprawności pompy i spodziewane efekty energetyczne.

Zakres regulacji obrotów ma swoje ograniczenia wynikające z właściwości pompy i instalacji. Ograniczeniem dla pompy jest nie przekroczenie jej minimalnej (określonej przez wytwórcę) dopuszczalnej wydajności oraz krytyczna prędkość obrotowa wału. Ograniczenia wynikające z właściwości instalacji, to:

- minimalna wydajność przy której nie następuje obniżenie minimalnej prędkości przepływu w rurociągu (ważne dla hydrotransportu i pompowania ścieków),
- minimalna wymagana wysokość podnoszenia przy której zawór zwrotny jest jeszcze w pełni otwarty,
- statyczna wysokość podnoszenia.

W procesach, w których wymagane jest ciągle dostosowanie się do zmian obciążenia (np. układ wodociagowy) regulacja parametrów pompy poprzez zmianę jej obrotów jest jak najbardziej wskazana. W innych przypadkach (np. pompowanie ścieków komunalnych) wybór tej metody regulacji musi mieć racjonalne uzasadnienie. Czasami, w celu dopasowania się do wymaganego trwałego obniżenia parametrów wystarczy zmniejszenie średnicy wirnika (jeśli typ używanego wirnika dopuszcza taką możliwość).

#### **5. UŻYWAJ DWÓCH LUB WIĘCEJ MNIejszych POMP ZAMIĄST JEDNEJ DUŻEJ tak aby ograniczyć zbędną wydajność.**

Nie każdy układ pompowy pracuje przez cały czas ze stałą wydajnością. W wielu układach wydajność jest uzależniona od ilości dopływającej cieczy lub od ilości cieczy niezbędnej do bieżących potrzeb realizowanego procesu. Dwie pompy mogą pracować równolegle podczas szczytowych okresów przepływu, jedna pompa pracuje przy zmniejszonych przepływach. Oszczędność energii wynika z pracy każdej pompy w punkcie o wysokiej sprawności i uniknięciu potrzeby dławienia jednej większej pompy przy mniejszych przepływach.

Często tam, gdzie wydajność pompy w założonym zakresie zmienia się skokowo regulacja zmiennie obrotowa parametrów nie jest konieczna. Lepszym rozwiązaniem będzie zastosowanie kilku pomp pracujących kaskadowo, w tym także możliwe jest zastosowanie jednej pompy z regulowaną prędkością obrotową. Jest to korzystniejsze niż dławienie przepływu jednej pompy o maksymalnej wydajności. Parametry pracy dobranych pomp powinny leżeć najbliżej punktu ich najwyższej sprawności.

#### **6. WYKORZYSTAJ POMPE JAKO TURBINĘ ODZYSKUJĄCĄ ENERGIĘ CIŚNIENIA**

Wszędzie tam, gdzie dysponujemy energią ciśnienia w obiegu powrotnym warto rozważyć jej wykorzystanie. Praktycznie wszystkie pompy odśrodkowe pracują w ruchu turbinowym. Jeśli wykorzystamy to w napędzie małego generatora wytwarzającego energię elektryczną, poprawimy lokalny bilans energetyczny lub zaoszczędzimy na energii potrzebnej do napędu małej pompy lub innego urządzenia.

#### **7. UTRZYMUJ POMPY I WSZYSTKIE ELEMENTY INSTALACJI W JAK NAJLEPSZYM STANIE aby uniknąć strat sprawności.**

Utrzymanie pomp we właściwym stanie technicznym jest podstawowym wymogiem eksploatacyjnym. Powiedzenia „zainstaluj i zapomnij” nie można traktować jako zasady eksploatacyjnej. Należy stan techniczny elementów składowych pompy pozwała utrzymać wysoką wartość sprawności oraz zapewnia jej prawidłowe i niezawodne działanie. Niezbędnym do tego warunkiem jest prowadzona w prawidłowy sposób obsługa, konserwacja i naprawy. W ciągu całego czasu użytkowania sprawność pompy ulega obniżeniu w wyniku naturalnego zużycia jej elementów (dziesięcioletni okres użytkowania pompy bez prawidłowo prowadzonej obsługi może obniżyć sprawność o 10 ÷ 15% [4]). Jednym z najistotniejszych elementów wpływających na obniżenie sprawności jest pierścień uszczelniający wirnik w korpusie pompy. Dla większości użytkowanych pomp wirowych powiększenie luzu promieniowego w szczelinie pomiędzy wirnikiem a pierścieniem o każdą 0,1 mm powoduje obniżenie sprawności o 1% [4].

#### **Bibliografia**

- [1] – Frenning L., Alfredsson K., Hovstadius G.: *Pump Life Cycle Cost. A Guide to LCC Analysis for Pumping System*. Hydraulic Institute/EUROPUMP, January 2001
- [2] – *Rio Declaration on Environment and Development*. UN Conference on Environment and Development, Rio de Janeiro, 3 ÷ 14 June 1992
- [3] – *Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change*. UNFCCC Conference, Kyoto, 11 December 1997

- [4] – *Study on Improving the Energy Efficiency of Pumps*. ETSU-AEAT Plc. (UK), Report for European Commission, February 2001
- [5] – Casada D.A.: *Pumping System Assessment Tool*. Office of Industrial Technologies EERE, US DOE, February 2000
- [6] – Casada D.A.: *Prescreening Pumping Systems for Potential Energy Savings*. Office of Industrial Technologies Best Practice, US DOE, 1999
- [7] – [www.pumps.org](http://www.pumps.org) - strona internetowa Hydraulic Institute, Parsippany, NJ, USA
- [8] – Polska Norma PN-M-34034:1976. *Rurociągi. Zasady obliczania strat ciśnienia*.
- [9] – Korczak A., Rokita J.: *Pompy i układy pompowe – obliczenia i projektowanie*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice 1998
- [10] – Hodgson J., Walters T.: *Optimizing Pumping Systems to Minimize First or Life-Cycle-Cost*. Proceedings of the 19th International Pump User Symposium, February 2002, Houston, TX, USA
- [11] – *PIPE-FLO*® Engineered Software Inc., Lacey, WA, USA
- [12] – Troskoleński A. T., Łazarkiewicz S.: *Pompy wirowe*. WNT, Warszawa 1973
- [13] – Stepniewski M.: *Pompy*. WNT, Warszawa 1978
- [14] – Mc Nally W.: *Technical Papers*. The Mc Nally Institute, Clearwater, FL, USA, 2002
- [15] – Skowroński M., Świdorski M., Witczyński R.: *Ekspertyza techniczna pomp i układu ich zasilania energią elektryczną w pompowni melioracyjnej Urad. PPPMP HYDROTRANSPORT*, Wrocław 1991
- [16] – Barringer H.P.: *A Life Cycle Cost Summary*. International Conference of Maintenance Societies (ICOMS-2003), 20 ÷ 23 May 2003, Perth, Australia
- [17] – Motor Challenge Program: *Improving Pumping System Performance: A Sourcebook for Industry*. US Department of Energy, January 1999
- [18] – *Energy Tips: Reduce Pumping Costs through Optimum Pipe Sizing*. Office of Industrial Technologies EERE, US DOE, December 1999
- [19] – *Efficiency Prediction Method For Centrifugal Pumps*. Hydraulic Institute, Parsippany, NJ, USA, 1994
- [20] – Jędrał W.: *Pompy wirowe*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001
- [21] – Grabarczyk C.: *Przepływy cieczy w przewodach. Metody obliczeniowe*. ENVIROTECH, Poznań 1997

**Autor:** mgr inż. Marek Świdorski,  
KSB Pompy i Armatura Sp. z o.o., Warszawa, Oddział we Wrocławiu

Kontakt: e-mail: [iw-wr@ksb.pl](mailto:iw-wr@ksb.pl) ; [spmws@wp.pl](mailto:spmws@wp.pl)