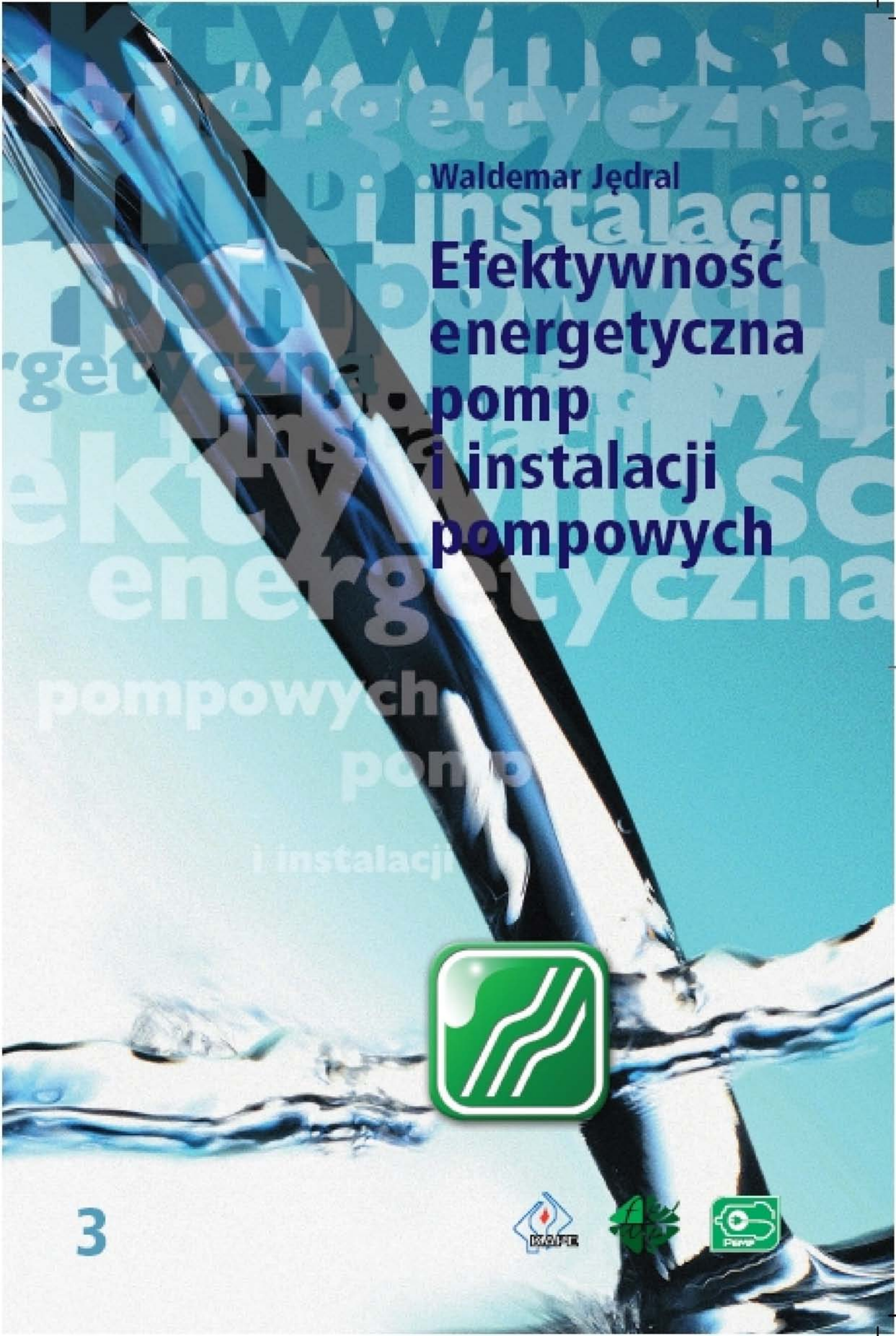


Waldemar Jędral

Efektywność energetyczna pomp i instalacji pompowych

3

POLSKI PROGRAM
EFEKTYWNEGO WYKORZYSTANIA ENERGII W NAPĘDACH ELEKTRYCZNYCH PEMP

Publikację sfinansowano ze środków Globalnego Funduszu Środowiska GEF i Programu Narodów Zjednoczonych ds. Rozwoju UNDP

© Copyright by Krajowa Agencja Poszanowania Energii S.A.

Autor:
Prof. dr hab. inż. Waldemar Jędral

Projekt graficzny wydawnictwa:
Janusz Pilecki

Druk i oprawa:
Oficyna Drukarska Jacek Chmielewski, Warszawa

Wydawca:

Krajowa Agencja Poszanowania Energii S.A.
ul. Mokotowska 35, 00-560 Warszawa
www.kape.gov.pl

Wydanie I, Warszawa 2007

ISBN 978-83-921049-3-3

Spis treści

1. Wstęp 6
2. Przyczyny strat energii w pompach i w instalacjach pompowych oraz sposoby ich ograniczenia 7
2.1. Rodzaje strat 7
2.2. Przyczyny strat niepotrzebnych 7
2.3. Ogólne możliwości wyeliminowania strat niepotrzebnych 9
3. Racjonalny dobór pomp do instalacji 11
3.1. Czynniki wpływające na wybór typu pompy 11
3.2. Ogólne zasady doboru pomp wirowych 14
3.3. Optymalny dobór pomp do obiektów nowych i modernizowanych 16
3.4. Kryterium optymalnego doboru pomp do instalacji nowych 17
3.5. Kryteria doboru pomp do instalacji modernizowanych 20
4. Efektywna energetycznie regulacja parametrów pracy pomp 21
4.1. Sposoby regulacji 21
4.2. Regulacja dławieniowa 21
4.3. Regulacja zmiennoobrotowa 24
4.3.1. Zasady regulacji zmiennoobrotowej i porównanie jej z regulacją dławieniową 24
4.3.2. Sposoby realizacji zmian prędkości obrotowej i ich porównanie 27
4.4. Ograniczenia przy doborze pomp oraz wyborze sposobu ich regulacji 30
4.5. Optymalne sterowanie i optymalna bieżąca regulacja wydajności grupy pomp 32
5. Instalacje pompowe efektywne i nieefektywne energetycznie 35
5.1. Stosowane wskaźniki efektywności energetycznej i ekonomicznej 35
5.1.1. Sprawność pompy, zespołu pompowego oraz grupy zespołów pompowych 35
5.1.2. Jednostkowe zużycie energii 37
5.1.3. Jednostkowy koszt pracy obiektu 38
5.1.4. Sprawność procesu przetłaczania cieczy w instalacji 38
5.2. Źródła strat energii w instalacji pompowej 40
5.3. Przykłady strat w instalacjach, powstałych poza zespołami pompowymi 42
6. Modernizacja pomp i instalacji pompowych 46
6.1. Ogólne zasady przygotowania i wykonania modernizacji 46
6.2. Modernizacja instalacji wewnętrznej 51
6.2.1. Zmiana koncepcji hydraulicznej instalacji 51
6.2.2. Modernizacja rurociągów zmniejszająca opory przepływu 56
6.3. Poprawa doboru pomp 57
6.3.1. Sposoby poprawy doboru pomp 57
6.3.2. Wymiana wewnętrznych elementów przepływowych 57
6.3.3. Zmniejszenie średnicy zewnętrznej wirnika 58
6.3.4. Zmniejszenie prędkości obrotowej 60
6.3.5. Zmniejszenie liczby stopni pompy 60
6.3.6. Zmiana struktury pompowej obiektu 61

6.4. Zmiana sposobu regulacji 62
6.5. Zabiegi modernizacyjne dotyczące pomp 64
6.5.1. Modernizacja uszczelnień wewnętrznych 64
6.5.2. Modernizacja uszczelnień zewnętrznych 67
6.5.3. Inne zabiegi modernizacyjne 67
7. Energooszczędna eksploatacja pomp i ich instalacji 70
7.1. Ogólne zasady eksploatacji energooszczędnej 70
7.2. Przestrzeganie zaleceń zawartych w DTR 70
7.3. Monitorowanie sprawności η_z i η_c 70
7.4. Kontrolowanie luzów hydraulicznych w uszczelnieniach wewnętrznych 71
7.5. Racjonalne sterowanie pracą obiektu pompowego typu PI 72
7.6. Optymalna regulacja wydajności obiektów pompowych typu P II i P IV 73
8. Poprawa efektywności energetycznej jako wynik współdziałania dostawcy i odbiorcy cieczy 73
8.1. Wpływ kształtu charakterystyki obiektu zasilanego na zużycie energii przez grupę pomp 73
8.1.1. Możliwe kształty charakterystyki obiektu zasilanego 73
8.1.2. Charakterystyka m.s.c. i jej racjonalizacja 74
8.1.3. Charakterystyka m.s.w. i jej racjonalizacja 76
8.2. Inne działania odbiorców powiększające efektywność energetyczną systemu 78
8.2.1. Likwidacja sztucznego dławienia przez zastosowanie turbin wodnych 78
8.2.2. Przeniesienie regulacji pogodowej z m.s.c. do źródła ciepła 80
8.2.3. Zastosowanie pomp wspomagających w odległych odgałęzieniach m.s.c. 81
9. Uzupełniające przykłady związane z doborem, regulacją i eksploatacją pomp 81
9.1. Energetyka i ciepłownictwo 81
9.2. Zaopatrzenie w wodę 84
9.3. Transport ścieków 86
10. Uwarunkowania finansowe i formalne modernizacji instalacji pompowych 89
10.1. Bariery utrudniające zmniejszenie energochłonności pompowania 89
10.1.1. Bariery finansowe 89
10.1.2. Bariery formalne i organizacyjne 89
10.2. Możliwości pokonywania trudności 90
10.2.1. Fundusze strukturalne 90
10.2.2. Krajowy program zmniejszenia energochłonności transportu cieczy 90
10.3. Działania formalne sprzyjające powiększeniu efektywności energetycznej transportu cieczy 92
10.3.1. Przepisy prawne wymuszające zmniejszenie energochłonności 92
10.3.2. Akcja szkoleniowa i propagandowa 92
10.3.3. Audyty energetyczne 93
10.3.4. Obowiązkowa weryfikacja projektów 93
11. Podsumowanie 93
Wykaz ważniejszych oznaczeń 94
Ważniejsze wskaźniki (indeksy) dolne 95
Ważniejsze skróty i oznaczenia skrótowe 95
Literatura 96

Przedmowa

Szanowni Państwo!

Oddajemy w państwa ręce trzecią z kolei książkę wydaną przy finansowym wsparciu Polskiego Programu Efektywnego Wykorzystania Energii w Napędach Elektrycznych (PEMP), tym razem poświęconą efektywności energetycznej pomp i instalacji pompowych.

Znajdziecie tu Państwo wiele cennych informacji technicznych i ekonomicznych ułatwiających podejmowanie decyzji przy doborze, modernizacji i eksploatacji układów pompowych.

Wsparcie programu PEMP dla tej tematyki bierze się stąd, że silniki elektryczne stanowią jeden z istotnych elementów układów pompowych. Zastosowanie w instalacjach pompowych elektrycznych silników i układów energooszczędnych może w sposób istotny przyczynić się do poprawy ich efektywności energetycznej.

Mamy nadzieję, że informacje zawarte w tym opracowaniu dobrze będą Państwu służyć.

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Skoczkowski
Prezes Krajowej Agencji Poszanowania Energii S.A.

1. Wstęp

Transport cieczy w każdej gospodarce pochłania znaczne ilości energii elektrycznej, oceniane na 20-30% całej produkcji [5], [9], [33], [40]. Szacuje się, ze w Polsce jest to ok. 29-30 mld kWh/a i odpowiadająca tej liczbie emisja 35 mln ton CO_2 rocznie [26]. Celowość zmniejszenia energochłonności procesów transportu cieczy jest oczywista. Będzie temu towarzyszyć istotne w skali kraju zmniejszenie emisji zanieczyszczeń oraz CO_2 ubocznych skutków produkcji energii (także ciepła); dla użytkowników zaś szczególnie ważne będzie zmniejszenie wówczas kosztów eksploatacji instalacji pompowych. Możliwości techniczne i organizacyjne są w zasięgu ręki wszystkich producentów i użytkowników stosujących transport cieczy za pomocą pomp, zwłaszcza najbardziej rozpowszechnionych pomp wirowych.

Każdy użytkownik obiektu pompowego (układu pompowego; instalacji pompowej) chciałby mieć doskonałą, wysokosprawną pompę za rozsądną oczywiście cenę. Chciałby, aby jego pompy były napędzane przez wysokosprawne silniki elektryczne. Byłby z pewnością zadowolony, gdyby rurociągi w obiekcie były jak najkrótsze, o dostatecznie dużych średnicach, z możliwie małą liczbą oporów miejscowych, takich jak zawory, kolana, zwężki itp. Wszystkie te elementy obiektu są bardzo ważne, podobnie jak bardzo ważne jest zastosowanie racjonalnej regulacji wydajności.

Może się jednak okazać, i niestety często się okazuje, że instalacja zbudowana z doskonałych elementów będzie nienadzwyczajna lub wręcz zła pod względem energochłonności pompowania cieczy. Warunkiem wysokiej efektywności energetycznej procesu jest to, aby wszystkie „klocki" z których składa się instalacja były nie tylko bardzo dobre, lecz także aby były dobrze do siebie dobrane oraz racjonalnie użytkowane.

Należy podkreślić, ze powiększanie efektywności energetycznej procesów produkcyjnych i eksploatacyjnych we wszystkich dziedzinach funkcjonowania społeczeństw jest jednym z najbardziej racjonalnych sposobów zaspokajania rosnącego zapotrzebowania na energię. Sposób ten, mocno popierany przez Bank Światowy, jest też zgodny z dyrektywami Unii Europejskiej. Nowa dyrektywa 2006/32/WE wymaga sukcesywnego zmniejszania zużycia energii finalnej o 1% rocznie, począwszy od 2008 r.

Zagadnienia energetyczne uzyskały w ostatnich latach rangę priorytetu polityczno-społecznego w większości rozwiniętych krajów na świecie. W Unii Europejskiej powstał właśnie plan 3 x 20 w roku 2020, tj. redukcja o 20% emisji CO_2, uzyskanie 20% udziału energii wytwarzanej przez odnawialne źródła energii w całej produkcji energii elektrycznej i zwiększenie o 20% efektywno-

ści energetycznej wszelkich procesów produkcyjnych i eksploatacyjnych. Na realizację tych celów zostaną przeznaczone znaczne środki publiczne i prywatne.

Warto w tym miejscu przypomnieć, że zużycie energii na jednostkę Produktu Krajowego Brutto (PKB) było w 2004 r. w Polsce trzykrotnie wyższe od średniego zużycia w Unii Europejskiej i 5,5 krotnie wyższe niż w Japonii. Wszelkie działania zmierzające do obniżenia tego zużycia są w pełni zgodne z II Polityką Ekologiczną Państwa oraz Założeniami Polityki Energetycznej Polski do roku 2020.

2. Przyczyny strat energii w pompach i w instalacjach pompowych oraz sposoby ich ograniczenia

2.1. Rodzaje strat

Procesom wytwarzania ciśnienia przez pompy oraz transportu cieczy w instalacjach (układach) pompowych towarzyszą straty energii dwóch rodzajów:
• straty nieuniknione, spowodowane przyczynami natury ogólnej (sprawność każdego rzeczywistego procesu fizycznego jest mniejsza od 100%),
• straty niepotrzebne, wynikłe z niewłaściwych rozwiązań technicznych, obniżające realnie możliwą do uzyskania sprawność procesu.

Na straty nieuniknione składają się:
– straty hydrauliczne występujące w pompach o najwyższych możliwych sprawnościach,
– straty w silnikach elektrycznych, nawet energooszczędnych,
– straty w elektronicznych układach regulacji prędkości obrotowej n,
– straty tarcia podczas przepływu cieczy nawet w najlepiej zaprojektowanych i wykonanych instalacjach pompowych.

Pierwsze trzy z nich, przy założeniu średniej sprawności wszystkich pracujących w kraju zespołów pompowych wraz z układami regulacji rzędu 70%, można oszacować na ok. 5,8 mld kWh/a. Ostatnie są trudniejsze do oceny m.in. dlatego, że w wielu instalacjach, np. w domowych i komunalnych instalacjach centralnego ogrzewania, straty hydrauliczne z założenia stanowią 100% dostarczonej energii. Wg autora straty tarcia w nich można w przybliżeniu szacować na ok. 2,7 mld kWh/a. Łącznie straty nieuniknione w procesach transportu cieczy w Polsce wynoszą ok. 8,5 mld kWh/a [24].

2.2. Przyczyny strat niepotrzebnych

Przyczyny możliwych do uniknięcia i do wyeliminowania strat energii można podzielić na wewnętrzne i zewnętrzne.

Przyczyny zewnętrzne to narzucone instalacji warunki brzegowe, na przykład zbyt wysokie ciśnienie wody sieciowej wymagane od pompowni wodociągowej, ciepłowni komunalnej lub innego obiektu pompowego ze strony odbiorcy cieczy.

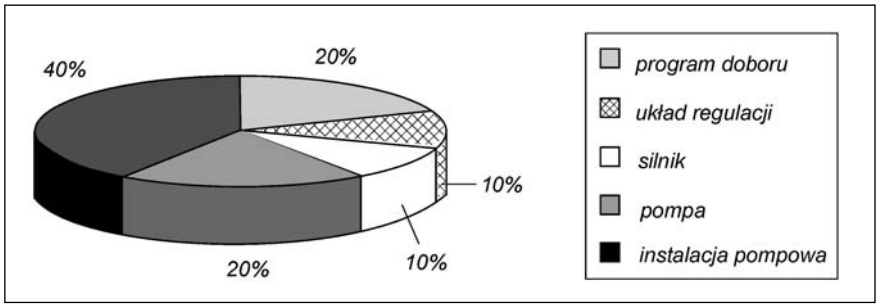
Przyczyny wewnętrzne są ściśle związane z pompami i instalacją pompową w rozpatrywanym w obiekcie.

Najważniejszymi przyczynami strat niepotrzebnych, a więc możliwych do zlikwidowania lub choćby ograniczenia ich wartości, są:

- nieracjonalna struktura instalacji pompowych (kilka lub niekiedy nawet kilkanaście małych pomp zamiast jednej lub dwóch dużych),
- nieodpowiedni dobór pomp do instalacji, ze zbyt dużym zapasem wysokości podnoszenia H i/lub wydajności Q,
- postępujące z upływem lat zmiany warunków pracy instalacji,
- niewłaściwe rozwiązanie instalacji pod względem hydraulicznym,
- nieracjonalny, nadmiernie energochłonny sposób regulacji wydajności,
- zły stan techniczny pomp, eksploatowanych niekiedy przez 20...40 lat, lub nieodpowiednia jakość pomp i ich zbyt niskie wskutek tego sprawności η,
- niewłaściwie dobrane (zbyt duże) elektryczne silniki napędowe,
- zbyt niskie sprawności η_s silników napędowych,
- błędy w eksploatacji pomp i instalacji pompowych.

Straty niepotrzebne, których skutkiem jest nadmierna energochłonność transportu cieczy, nie są eliminowane często z powodu braku możliwości sfinansowania kompleksowych działań modernizacyjnych. W wielu przypadkach straty te są wyższe od strat nieuniknionych. W skali całej gospodarki można je szacować na co najmniej 5,5...6,5 mld kwh/a. Jest to równocześnie wielkość potencjalnych oszczędności w przemyśle, energetyce i gospodarce komunalnej, możliwych do osiągnięcia w wyniku modernizacji instalacji pompowych oraz ulepszenia procesów eksploatacji pracujących w nich pomp.

Przykładową strukturę strat w układach transportu cieczy według danych USA, pokazano na Rys.1. Widać z niego, że największe rezerwy kryją się w rozwiązaniu instalacji pompowej i doborze pomp do instalacji, a następnie w samej pompie, jej układzie napędowym i sposobie regulacji parametrów.



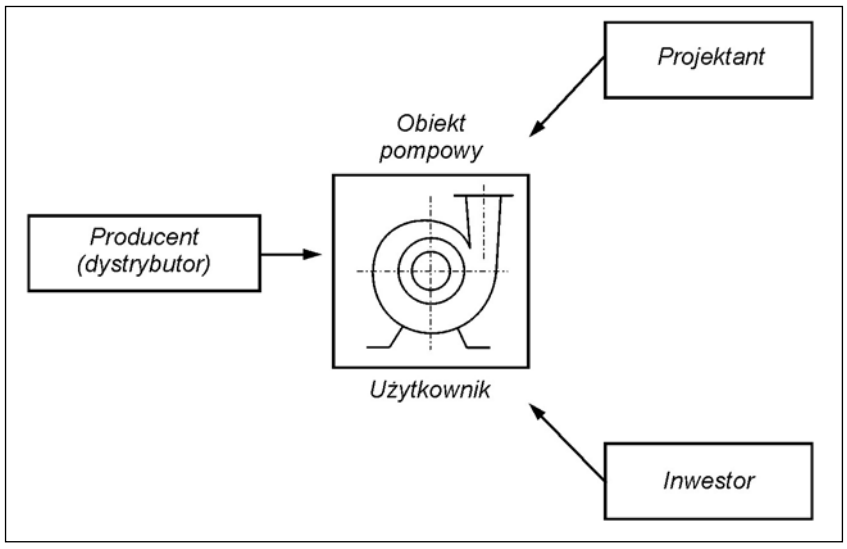
Rys.1. Struktura strat w transporcie cieczy

2.3. Ogólne możliwości wyeliminowania strat niepotrzebnych

Przedmiotem dalszych rozważań jest obiekt pompowy. Może nim być:
• pompownia (przepompownia) dowolnej wielkości, np. wodociągowa, ściekowa, ciepłownicza itp.,
• fragment większej instalacji, np. w elektrowni, ciepłowni komunalnej, kombinacie petrochemicznym,
• pojedyncza pompa w dowolnej instalacji.

Może to być zarówno obiekt istniejący, którego efektywność energetyczna jest oceniana, jak i nowo projektowany. Obiekt ten powinien charakteryzować się korzystnymi dla użytkownika właściwościami. Są nimi przede wszystkim:
• dostarczenie w każdej chwili t wymaganego strumienia cieczy $Q_s\,(t)$, przy równoczesnym zapewnieniu niezbędnej różnicy ciśnień na wyjściu i wejściu obiektu,
• wysoka dyspozycyjność i niezawodność pracy,
• niskie koszty eksploatacyjne, zależne przede wszystkim od efektywności energetycznej obiektu.

Spełnienie (lub nie) powyższych wymagań jest wynikiem działań lub zaniechań „kwartetu", w którego skład wchodzą (Rys.2):
• wytwórcy pompy i jej układu napędowego,
• inwestor, czyli formalny właściciel,
• projektant instalacji pompowej,
• użytkownik obiektu.



Rys.1. Struktura strat w transporcie cieczy

WYTWÓRCA POMPY, WYTWÓRCA SILNIKA, WYTWÓRCA URZĄDZENIA REGULACYJNEGO	INWESTOR	PROJEKTANT INSTALACJI	UŻYTKOWNIK CAŁEGO OBIEKTU
decyduje o sprawności pompy, silnika, regulacji, decyduje o charakterystykach pompy, układu napędowego decyduje o niezawodności pracy całego zespołu pompowego	ustala graniczne koszty inwestycji lub modernizacji wybiera projektanta współdecyduje (decyduje) o wyborze dostawców	decyduje o sprawności całego układu pompowego poprzez: • wybór jego „filozofii" i struktury • dobór sposobu i rozwiązania regulacji • rozwiązanie hydrauliczne instalacji	może naprawić błędy: • wytwórcy (sprawność pompy) • projektanta instalacji (sprawność η_c) • procesu transportu cieczy)

Istnieje bardzo wiele sposobów, nieraz stosunkowo prostych i mało kosztownych, zmniejszenia energochłonności instalacji pompowej. Mogą one być zastosowane zarówno podczas projektowania nowego obiektu pompowego jak też przy modernizacji obiektu istniejącego. Są to następujące sposoby lub grupy sposobów:
• optymalizacja struktury i rozwiązania hydraulicznego instalacji w celu minimalizacji strat przepływu, w szczególności zaś – wyeliminowania strat dławienia,
• racjonalny dobór pomp do instalacji nowych (projektowanych) lub poprawa doboru pomp w instalacjach istniejących
• optymalna energetycznie regulacja wydajności oraz zastosowanie wysokosprawnych układów napędowych (silniki energooszczędne + układy regulacyjne o wysokiej sprawności w całym zakresie pracy),
• stosowanie nowych pomp o wysokich sprawnościach lub poprawa sprawności pomp zainstalowanych przez ich przemyślaną modernizację,
• optymalna energetycznie eksploatacja instalacji.

Poszczególne zagadnienia będą omówione w kolejnych rozdziałach, wraz z podaniem przykładów instalacji o nadmiernie wysokiej energochłonności oraz sposobów poprawy ich efektywności energetycznej. Proponowane rozwiązania dotyczą bardzo różnych obiektów od bardzo dużych, o mocy wszystkich zainstalowanych pomp rzędu kilkudziesięciu MW, jak też instalacji stosunkowo niewielkich, z pompami o mocach kilku kilowatów.

Skala możliwych oszczędności jest ogromna, nawet w przypadku najmniejszych pomp cyrkulacyjnych (obiegowych) do domowych instalacji c.o. i c.w.u. Tak np. podano niedawno, że w 2000 r. w Europie Zachodniej było zainstalowanych 114 milionów takich pomp, z czego tylko ok. 14 milionów – z silnikami o mocach P_s>100W. Zużywały one około 50 mld kWh energii elektrycznej rocznie. Oceniono, ze wprowadzenie zmiennoobrotowej regulacji wydajności w 2/3 liczby tych pomp spowodowałoby oszczędności energii przekraczające 19 mld kWh rocznie [25].

Według stowarzyszenia Europump[1] [4] łączne możliwe oszczędności sięgają 40% energii elektrycznej zużywanej obecnie do napędu pomp. Poszczególne składniki tych oszczędności można uzyskać przez:

- instalowanie pomp o wyższych sprawnościach 3%
- lepszy dobór pomp do instalacji 4%
- lepsza obsługa pomp i eksploatacja instalacji 3%
- lepsze rozwiązanie instalacji 10%
- lepszy system regulacji/sterowania parametrów 20%

Można dyskutować podane wyżej wartości, zestawiając je m.in. z oszacowaniami strat wg Rys.1, niemniej skala możliwych do osiągnięcia oszczędności jest, jak widać – bardzo duża.

Należy podkreślić, że w przypadku obiektów projektowanych ich późniejsza efektywność energetyczna zależy głównie od projektanta. Natomiast w przypadku obiektów istniejących ogromne pole do popisu mają ich użytkownicy. Mogą oni nie tylko prowadzić racjonalną, energooszczędną eksploatację, ale także w znacznym stopniu naprawić błędy projektantów, a nawet niedociągnięcia wytwórców pomp.

Głównym celem niniejszego opracowania jest przedstawienie użytkownikom szerokiego wachlarza zabiegów modernizacyjnych i sposobów prowadzenia eksploatacji oraz zachęcenie do ich podejmowania. W wielu obiektach pompowych pracują nie pompy klasy światowej, najbardziej renomowanych wytwórców, lecz „tylko" dobre lub wręcz przeciętne pompy krajowe. Można z pełnym przekonaniem postawić tezę, że:

- mając przeciętną lub słabą pompę i doskonaląc układ, jak również w dostępnym stopniu samą pompę – można uzyskać znacznie większe korzyści, niż
- instalując doskonałą pompę, lecz źle dobraną, na dodatek w przeciętnym lub słabym hydraulicznie układzie, i pozostawiając tę sytuację bez zmian.

3. Racjonalny dobór pomp do instalacji

3.1. Czynniki wpływające na wybór typu pompy

Dobór pompy do konkretnego obiektu pompowego polega na dokonywanym kolejno:

- wyborze rodziny[2] pomp (wyporowe lub wirowe) [19],
- wyborze klasy pomp (np. krętne lub krążeniowe dla rodziny pomp wirowych,
- wyborze grupy pomp (np. odśrodkowe, helikoidalne,... dla klasy pomp krętnych),
- wyborze typu pompy (np. dla pomp odśrodkowych: pompa jedno- lub wielostopniowa, jedno- lub dwustrumieniowa, pozioma lub pionowa, w określonej wersji konstrukcyjnej, np. pompa do wody czystej zimnej lub gorącej, pompa do cieczy agresywnych chemicznie, pompa do ścieków itp.),
- wyborze znamionowej wydajności Q_{znam} i znamionowej wysokości podnoszenia, co wiąże się z równoczesnym wyborem liczby $m = 1,2,3...$ pomp współpracujących ze sobą.

[1] The European Association of Pump Manufacturers.

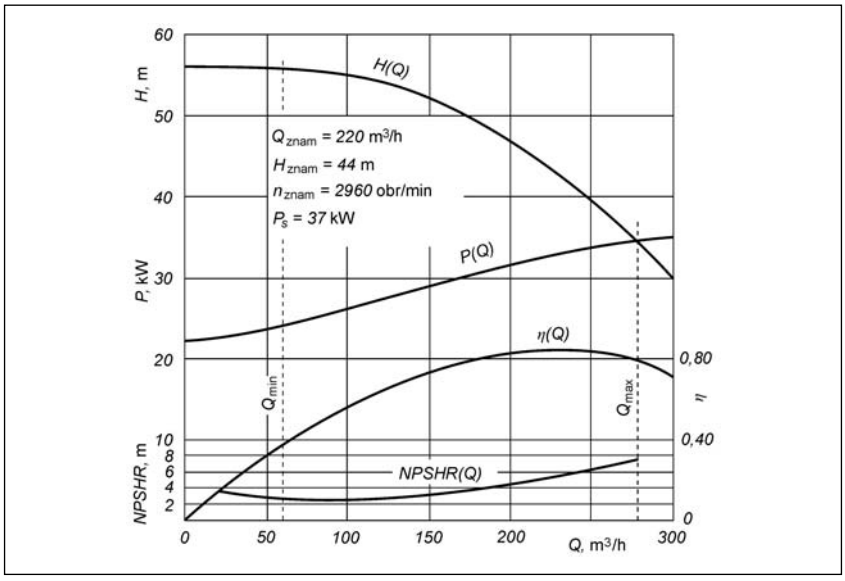
[2] O wyborze rodziny decydują zwykle własności fizyczne (przede wszystkim lepkość) przetłaczanej cieczy.

Pompę, a ściślej zespół pompowy o parametrach znamionowych Q_{znam}, H_{znam}), charakteryzują następujące właściwości:

- charakterystyka przepływu $H(Q)$,
- charakterystyka mocy $P(Q)$,
- sprawność zespołu pompowego $\eta_z = \eta \cdot \eta_{ur} \cdot \eta_s$ zarówno w punkcie znamionowym jak również w całym obszarze $Q_{min}...Q_{max}$ przewidywanej pracy (kształt charakterystyk sprawności pompy $\eta(Q)$, silnika $\eta_s(Q)$ i układu regulacji $\eta_{ur}(Q)$),
- wymagana przez pompę nadwyżka antykawitacyjna $NPSHR(Q)$,
- poziom hałasu emitowanego przez zespół,
- wymiary gabarytowe całego zespołu, w szczególności wymiary wyznaczające wielkość fundamentu, średnice i konfiguracja króćców itp.,
- szczególne właściwości eksploatacyjne, takie jak łatwość montażu i demontażu, niezawodność pracy, wymagane kwalifikacje personelu obsługi itp.,
- całkowity kształt inwestycyjny, tj koszt samego zespołu pompowego i łączny koszt jego zainstalowania.

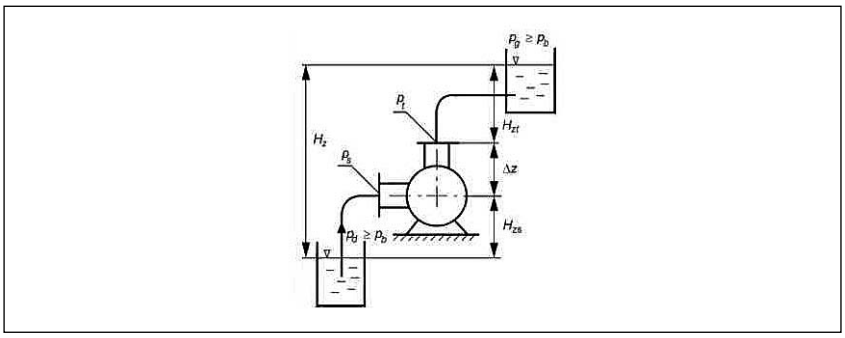
Inny ważny parametr, to jest prędkość obrotowa n, decydująco wpływa na rozwiązanie konstrukcyjne i wymienione wyżej właściwości pompy jak również na dobór układu napędowego wraz z urządzeniem regulacyjnym. Jeśli jednak zespół pompowy spełnia wszystkie wymagania, to w wielu przypadkach może być traktowany jako „czarna skrzynka", zaś użytkownik może nawet nie znać wartości n.

Komplet przykładowych charakterystyk jednostopniowej, jednostrumieniowej pompy odśrodkowej pokazano na Rys.3.



Rys.3. Podstawowe charakterystyki jednostopniowej pompy odśrodkowej

Na Rys.4 pokazano prosty układ pompowy,



Rys.4. Schemat prostego układu pompowego

którego charakterystykę z dostateczną dokładnością przedstawia parabola [15], [19] o równaniu

$$H_{uk}=H_{st}+aQ_s^2 \qquad (1a)$$

gdzie statyczna wysokość podnoszenia jest sumą

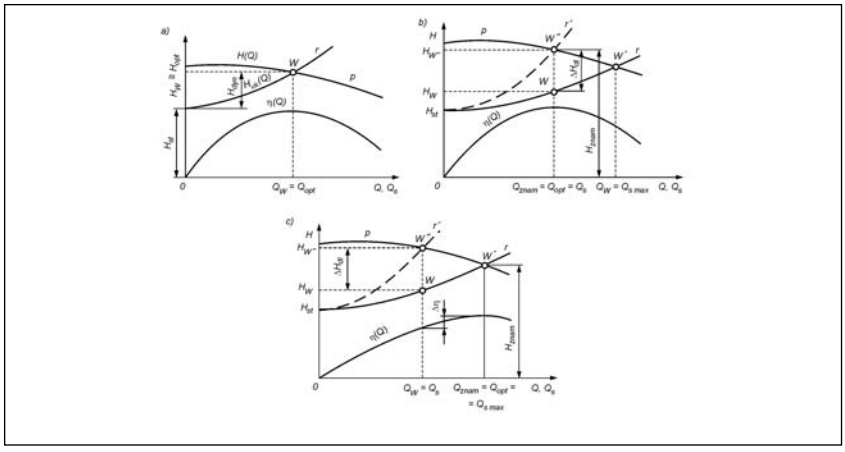
$$H_{st}=H_z+\frac{P_g-P_d}{\rho_g} \qquad (1b)$$

geometrycznej wysokości podnoszenia H_z i wysokości odpowiadającej różnicy ciśnień

$$\Delta p_{st} = p_g - p_d = p_{st} - p_{st}$$

w zbiornikach (obszarach) dopływowym i odpływowym. Również charakterystyki dowolnie złożonych układów mają kształt paratoliczny, jeśli przepływ cieczy w nich jest turbulentny, o dostatecznie dużej wartości liczby Reynoldsa.

Punkt W przecięcia charakterystyk $H(Q)$ i $H_{uk}(Q)$ oznaczonych odpowiednio przez p, r, wyznacza parametry pracy (Q,H,P,η) pompy w danej chwili t (Rys.5).



Rys.5. Pompa dobrze (a) i źle (b,c) dobrana do instalacji

Na wybór typu i wielkości pompy wpływa szereg czynników wewnętrznych, związanych z obiektem pompowym, jak również ograniczeń zewnętrznych, w szczególności zaś:
- przeznaczenie pompy (wodociągowa, ściekowa, ciepłownicza, pożarnicza...),
- parametry stanu cieczy (temperatura, ciśnienie),
- własności fizyczne i chemiczne cieczy: gęstość, lepkość, zawartość cząstek stałych, stopień agresywności chemicznej, stopień wybuchowości par cieczy i powietrza itp.,
- warunki otoczenia: temperatura, wilgotność, wysokość n.p.m., stopień wybuchowości atmosfery,
- wymagana nadwyżka antykawitacyjna $NPSHR$,
- konfiguracja obiektu, w którym ma być zainstalowana pompa (grupa pomp), w tym dysponowana powierzchnia zabudowy.

Na wybór parametrów znamionowych (Q_{znam}, H_{znam}) pompy wpływają na warunki pracy obiektu pompowego, to znaczy:
- zakres zmian wydajności $Q_s(t)$ obiektu w ciągu doby, sezonu i roku, ustalony na podstawie danych statystycznych z ubiegłych lat oraz prognozy na przyszłość,
- charakterystyka $H_{uk}(Q_s)$ układu pompowego (instalacji pompowej) współpracującego z obiektem pompowym (np. miejskiej sieci ciepłowniczej, miejskiej sieci wodociągowej, układu zasilania w wodę kotła w elektrowni itp.), z uwzględnieniem dobowych lub sezonowych zmian statycznej wysokości podnoszenia H_{st}, np. wskutek zmiany poziomów cieczy w zbiornikach dopływowym i odpływowym.

3.2. Ogólne zasady doboru pomp wirowych

Sposoby postępowania podane w tym i dalszych podrozdziałach dotyczą pomp wirowych krętnych (por.3.1); przyjęto, ze taka właśnie klasa pomp została wstępnie wybrana na podstawie doświadczeń projektanta, inwestora i użytkownika. Założenie to wynika z faktu, że ponad 95% wszystkich pomp pracujących w przemyśle, energetyce, gospodarce komunalnej i w innych obszarach stanowią pompy wirowe; gdyby uwzględnić także małe pompy cyrkulacyjne, hydroforowe i inne spotkane w gospodarstwach domowych, to liczba pomp wirowych przekroczyłaby z pewnością 99%. Ponad 2/3 tych pomp stanowią z kolei jedno i wielostopniowe pompy odśrodkowe, o wyróżnikach szybkobieżności $n_q = 20...80$.[3)]

Najbardziej ogólne zasady poprawnego doboru pomp są następujące:
- znamionowe parametry pracy powinny być odpowiednie do wymagań instalacji, przy czym:
  – zespół pompowy powinien mieć możliwie wysoką sprawność $\eta_{z\max}$, a więc wysokie sprawności powinny mieć wszystkie elementy zespołu pompowego,
  – wydajność znamionowa Q_{znam} powinna być zbliżona do wydajności optymalnej Q_{opt},
  – pompa powinna pracować z wydajnością $Q \cong Q_{opt}$ (Rys.5a) lub – w przypadku zmiennych parametrów pracy – w zakresie wydajności nie odbiegających zbytnio od Q_{opt},
- pompa nie powinna mieć zbyt dużej wysokości podnoszenia, gdyż może to spowodować pracę ze zbyt dużą wydajnością (Rys.5b) i wskutek tego nadmierne zużycie energii, przeciążenie

[3)] Wyróżnik szybkobieżności jest wielkością jednoznacznie określająca typ wirnika pompy; wyznacza się go z wzoru:
$nq = n \frac{\sqrt{Q_{opt}/k}}{(H_{opt}/i)^{3/4}}$
gdzie Q_{opt}, H_{opt} – parametry optymalne przy których pompa uzyskuje najwyższą sprawność $\eta_{\max}$, $k = 1$ lub 2 – liczba strumieni, i – 1,2,... liczba stopni.

silnika napędowego lub pracę w kawitacji, zaś powrót do pracy z wymaganą wydajnością $Q_w \cong Q_{znam} \cong Q_{opt}$ spowoduje konieczność dławienia przepływu i wskutek tego straty energii proporcjonalne do ΔH_{dl} ,

• pompa nie powinna mieć tym bardziej zbyt dużej wydajności znamionowej i optymalnej; przy zbyt dużej wysokości podnoszenia powrót do wydajności wymaganej Q_W spowoduje ponadto pracę z obniżoną sprawnością (Rys.5c),

• w przypadku pracy z wydajnościami zmiennymi w zakresie $Q`_{min} .....Q`_{max}$ powinno się równocześnie wybrać najbardziej racjonalny sposób regulacji wydajności,

• przewidywany zbiór wydajności $Q`_{min} .....Q`_{max}$ pompy powinien się mieścić w zakresie jej dopuszczalnej ciągłej pracy (9) określonym przez wytwórcę (nie powinno się zamawiać pompy tylko na podstawie żądanych parametrów znamionowych),

• należy uwzględnić wymagania ze strony pompowni lub instalacji pompowej (powierzchnia zajmowana przez zespół pompowy, konfiguracja króćców itp.),

• należy uwzględnić wszystkie dodatkowe wymagania wynikające z przeznaczenia pompy i rodzaju cieczy (np. typ i materiał wirnika w przypadku pompy ściekowej, dopuszczalną liczbę włączeń pompy w ciągu godziny w przypadku pompy pracującej w sposób przerywany) oraz inne wymagania związane z czynnikami wymienionymi w podrozdz. 3.1,

• łatwość obsługi pompy ze względu na kwalifikacje personelu,

• dostępność serwisu fabrycznego lub autoryzowanego, koszty części zamiennych itp.

Ostateczna decyzja o wyborze konkretnej typowielkości i określonego wytwórcy powinna uwzględniać kryteria ekonomiczne, w tym koszt zakupu zespołu pompowego i przewidywane koszty eksploatacji w całym zakładanym okresie jego pracy. Należy podkreślić, że niemal każdy przypadek niewłaściwego doboru pompy wiąże się z podwyższoną energochłonnością pompowania.

Proces doboru pomp wirowych można podzielić na etapy, z których niektóre mogą być realizowane równocześnie:

1. Wybór konfiguracji pompy (pozioma – pionowa).
2. Wybór struktury grupy pomp (jedna duża – 100%, dwie mniejsze – po 50% itp.) głównych i rezerwowych, z równoczesnym doborem parametrów znamionowych, Q_{znam}, H_{znam} .
3. Wybór konkretnego typu pompy (jedno lub wielostopniowa, jedno lub dwustrumieniowa, wolnoobrotowa lub szybkoobrotowa, z uwzględnieniem szczególnych uwarunkowań, np. rozporządzalnej dla pompy nadwyżki antykawitacyjnej $NPSHA$[4], zapewnianej przez instalację w całym zakresie pracy.
4. Wybór sposobu regulacji; w szczególności – wybór rodzaju napędu umożliwiającego regulację przez zmianę prędkości obrotowej oraz liczby pomp regulowanych.
5. Wybór wytwórcy, oferującego pompę o ustalonych wcześniej parametrach znamionowych, wysokiej sprawności i korzystnych charakterystykach $H(Q)$, $P(Q)$ i/lub $\eta(Q)$, $NPSHR(Q)$[5] a następnie wybór dostawcy pompy.

---

[4] $NPSHA = \frac{p_d - p_v}{\rho g} - H_{zs} - \Delta h_s$ (Rys.4), gdzie: p_v – ciśnienie parowania (nasycenia) cieczy w temperaturze pracy, Δh_s – opory przepływu (straty) w rurociągu ssawnym.

[5] Na przykład: stateczna (opadająca) charakterystyka $H(Q)$, płaska charakterystyka $\eta(Q)$, niezbyt mocno rosnąca wraz z Q charakterystyka kawitacyjna $NPSHR(Q)$.

Realizację etapów $2 \div 4$ można oprzeć na prawdopodobnych charakterystykach pompy wirtualnej [18], [19], tzn. idealnej lecz hipotetycznej pompy, dla której na razie można określić tylko wartość wyróżnika szybkobieżności nq.

Etapy $2 \div 5$ powinny być wynikiem optymalizacji łącznych kosztów ΣK lub LCC[6] w przypadku instalacji projektowanej; w przypadku instalacji modernizowanej także można posłużyć się tymi kosztami, ale bardziej celowe jest porównywanie okresów zwrotu kosztów modernizacji (SPB, DPB, NPV, IRR...)[7]. Wybrany zespół pompowy powinien spełniać wszystkie wymienione wyżej warunki zainstalowania i eksploatacji.

3.3. Optymalny dobór pomp do obiektów nowych i modernizowanych

O wyborze pompy rzadko decyduje jedna jej cecha. W większości przypadków należy wziąć pod uwagę szereg różnych czynników, które łącznie wyznaczają obszar możliwości wyboru. Jest to obszar, a nie punkt, więc istnieje wariant optymalny którego należy szukać. Problem polega na tym, że prawie niemożliwe jest znalezienie funkcji celu (następnie minimalizowanej lub maksymalizowanej), która wiąże ze sobą takie nieporównywalne cechy, jak wartość wymaganej nadwyżki $NPSHR$, kształt charakterystyki $H(Q)$, niezawodność pracy, zużycie energii itp. Rozsądnym wspólnym mianownikiem mogą być koszty.

W przypadku projektowania nowej instalacji pompowej lub generalnej modernizacji instalacji istniejącej należy równocześnie:
- zaprojektować optymalny[8] układ rurociągów,
- dobrać optymalną liczbę $m \geq 1$ możliwie najlepszych pomp,

rozpatrując te zadania we wzajemnym powiązaniu.

Pod pojęciem: pompa lub grupa $m > 1$ pomp optymalnie dobranych do danej instalacji, należy rozumieć takie pompy, które mają:
- najbardziej racjonalne znamionowe parametry pracy,
- najbardziej ekonomiczny sposób regulacji,
- najmniejsze zużycie energii elektrycznej lub (częściej) najmniejsze łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne w przyjętym okresie użytkowania, przy założonych parametrach pracy.

Podczas rozwiązywania tego zagadnienia należy określić, wybierając z wielu lub bardzo wielu możliwych wariantów:
- rodzaj i liczbę zespołów pompowych oraz sposób ich połączenia w grupę zespołów pompowych,
- liczbę stopni, liczbę strumieni i prędkość obrotową, a stąd konkretny typ pompy,
- sposób regulacji i rodzaj układu napędowego.

---

[6] LCC = Life Cycle Costs wszystkie koszty poniesione przez użytkownika w całym przewidywanym okresie eksploatacji („czasie życia") pompy.

[7] SPB = Simple Pay Back (prosty (krótki) okres zwrotu kosztów), DPB = Discounted Pay Back (zdyskontowany okres zwrotu kosztów), NPV = Net Present Value (metoda wartości zaktualizowanej netto), IRR = Internal Rate of Return (metoda wewnętrznej stopy zwrotu).

[8] Ze względu na przyjęte kryterium optymalizacji; w większości przypadków jest to minimum sumy wszystkich kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych w określonym czasie.

Przez wybór sposobu regulacji należy tu rozumieć ustalenie, ile pomp (jedna czy więcej) ma mieć regulowaną prędkość obrotową, czy i w jakim zakresie wydajności będzie stosowana regulacja dławieniowa, jak z tymi sposobami regulacji będzie powiązana regulacja przez zmianę liczby pracujących równocześnie pomp, jaki będzie konkretny sposób zmian prędkości obrotowej itp.

Przedstawione zagadnienie ma wiele rozwiązań, tzn. istnieje wiele wariantów spełniających postawione założenia. Dlatego też powinno się wykonać projekty koncepcyjne kilku wariantów, obliczyć łączne koszty inwestycyjne i eksploatacyjne, przeanalizować własności ruchowe i wybrać wariant optymalny, spełniający warunek (2).

W obliczeniach należy uwzględnić koszty związane z zakupem i eksploatacją napędów zmiennoobrotowych. Należy także pamiętać, że oprócz pomp głównych powinny być zakupione i zainstalowane pompy rezerwowe w niezbędnej liczbie.

Dobierając parametry znamionowe należy także pamiętać o następujących właściwościach pomp:
- najwyższe sprawności maja pompy odśrodkowe o wyróżnikach $n_q = 40 \div 60$,
- im większa prędkość obrotowa wirnika, tym mniejsze wymiary i masa pompy, ale tym większa wymagana wartość nadwyżki $NPSHR$,
- pompy dwustrumieniowe mają mniejszą wymaganą nadwyżkę antykawitacyjną i często wyższą sprawność niż pompy jednostrumieniowe o tych samych parametrach Q_n, H_n, są za to od nich znacznie droższe.

3.4. Kryterium optymalnego doboru pomp do instalacji nowych

Wyboru pompy należy dokonać minimalizując łączne koszty inwestycyjne i możliwe do określenia koszty eksploatacyjne, przy równoczesnym uwzględnieniu wszelkich innych istotnych czynników.

Funkcją celu w optymalizacji jest warunek

$$\Sigma K = LCC = \min \qquad (2)$$

gdzie

$$\left.\begin{aligned} \Sigma K &= K_{inw} + K_{inst} + K_{ekspl} \\ K_{ekspl} &= K_{obsl} + K_{ppr} + K_{aw} + K_e \end{aligned}\right\} \qquad (3)$$

K_{inw} – łączne koszty inwestycyjne, wraz z kosztami kredytu w ciągu l lat,
K_{inst} – koszt wszystkich prac instalacyjnych (prace budowlane, elektryczne oraz hydrauliczne).
K_{ekspl} – łączne koszty eksploatacyjne w ciągu l lat,
l – założona liczba lat eksploatacji obiektu, lub okres amortyzacji obiektu, wg aktualnego rozporządzenia Ministra Finansów,
K_{obsl} – koszty bieżącej obsługi,
K_{ppr} – koszty przeglądów i planowych remontów,
K_{aw} – koszty usunięcia skutków awarii
K_e – koszty energii elektrycznej zużytej do napędu m pomp, w ciągu l lat.

Rzetelny rachunek powinien uwzględniać także koszty związane z degradacją środowiska naturalnego, będąca skutkiem pracy pomp. Mogą to być koszty bezpośrednie, wynikające np. z wycieku z dławnic substancji szkodliwych lub ze skutków awarii pomp, albo pośrednie wynikające z nadmiernej energochłonności pompowania.

Uwzględniając oprocentowanie kredytu i stopę amortyzacji można napisać

$$K_{inw} = K_{inw0}(1+i)^l \qquad (4)$$

gdzie

K_{inw0} – koszt zakupu (modernizacji) m zespołów pomp głównych oraz mr zespołów pomp rezerwowych, wraz z układami regulacji,
$(1+i)^l$ – czynnik uwzględniający oprocentowanie kredytu i stopę amortyzacji.

Zakładając stały coroczny wzrost kosztów energii można otrzymać łączny koszt energii elektrycznej zużytej do napędu pomp w ciągu całego okresu eksploatacji obiektu pompowego jako sumę wyrazów postępu geometrycznego o ilorazie $q = 1+e$:

$$K_e = \sum_{i=1}^{l} k_{e,i} E_a = k_{e,0} \frac{(l+e)^d - 1}{e} E_a \qquad (5)$$

gdzie

$k_{e,0}$ – początkowy koszt jednostkowy [zł/kWh] energii elektrycznej,
$k_{e,i}$ – koszt jednostkowy [zł/kWh] energii elektrycznej w i tym roku,
e – przewidywana stopa rocznego wzrostu kosztów energii,
E_a – energia elektryczna zużywana podczas pracy wszystkich pomp w czasie $T_a \leq$ 8760h w ciągu roku (por. Rys.13):

$$E_a = \sum_{j=1}^{m} \left(\int_0^{Ta} P_{\mathrm{el},j} \, \mathrm{d}t \right) \qquad (6)$$

$$P_{\mathrm{el},j} = \frac{\rho g Q_j H_j}{\eta_j \eta_{s,j} \eta_{\mathrm{ur},j}} \qquad (7)$$

Q_j [m³/s], H_j [m³/s] – parametry pracy j – tej pompy w chwili t,
$\eta_j, \eta_{s,j}, \eta_{\mathrm{ur},j}$ – sprawności j tej pompy, silnika i układu regulacji w chwili t.

Należy zauważyć, że koszty K_{aw} bardzo trudno oszacować a'priori – można oprzeć się tylko na danych statystycznych, trudnych jednak do zdobycia; można je łatwo natomiast ocenić po fakcie aby stwierdzić, ile naprawdę kosztował dobór danej pompy. Niewiele łatwiej jest ocenić inne (poza K_e) składniki kosztów eksploatacyjnych. Jeśli jednak rozpatruje się kilka wariantów rozwiązań instalacji pompowej to można przyjąć, że koszty te, jak również koszty instalacyjne są zbliżone dla wszystkich tych wariantów. Można wówczas napisać, iż

$$\Sigma K \cong K_{inw} + \sum_{i=1}^{l} k_{e,i} E_a = K_{inw0}(1+i)^l + k_{e,0} \frac{(l+e)^l - 1}{e} E_a \qquad (8)$$

Dokonując doboru pomp na podstawie warunku (2) należy uwzględnić wspomniane w podrozdz. 3.2 ograniczenie zakresu dopuszczalnej ciągłej pracy pompy (Rys.3):

$$Q_{min} \leq Q \leq Q_{max} \tag{9}$$

Wartości Q_{max} wynikają na ogół jednoznacznie z położenia końca krzywej $H(Q)$ na wykresie charakterystyk (rys.3) lub z warunku

$$NPSHA \geq NPSHR \tag{10}$$

Obowiązkiem wytwórcy jest wyraźne określenie także wartości minimalnej Q_{min}, zejście poniżej której może być przyczyna nadmiernego ugięcia wału wskutek wzrostu siły promieniowej, powiększenia $NPSHR$ lub nadmiernego spadku sprawności pompy [29]. Należy domagać się, aby taka informacja znalazła się w materiałach ofertowych.

Z analizy zależności (2)÷(8) oraz z wielu wykonanych dotychczas obliczeń, przez różnych autorów, wynikają następujące ważne wnioski:

1. Koszty zakupu zespołów pompowych (K_{inw}) stanowią zaledwie 10% do 20% całkowitej sumy kosztów $\Sigma K\ (LCC)$, a niekiedy jeszcze mniej, zależenie od wielkości i typu[9] pomp [8], [39]. Koszty eksploatacyjne mogą więc sięgać 90 a nawet 95%, zaś dominującą ich część stanowią koszty energii elektrycznej.
2. Energochłonność procesu pompowania wiąże się nie tylko z bezpośrednim zużyciem E_a energii. Należy zauważyć, że w kosztach eksploatacyjnych K_{eksp} ukryte są także koszty energii zużywanej na naprawy i remonty (procesy obróbkowe, spawanie, wyżarzanie), wykonanie części zamiennych, próby poremontowe itp. Zatem minimalizując łączne koszty ΣK zmniejsza się energochłonność lub inaczej – powiększa się efektywność energetyczną procesów transportu cieczy.
3. W wielu przypadkach najniższą energochłonność i najniższe koszty ΣK pociąga za sobą zainstalowanie jednej dużej pompy ($m = 1$ plus $m_r = 1$) zamiast kilku mniejszych. Dotyczy to zarówno niektórych pompowni wodociągowych, ciepłowniczych, jak też np. grupy pomp zasilających w bloku 200 MW elektrowni węglowych. Należy jednak pamiętać, że ograniczenie (9) może w znacznym stopniu wpłynąć na wybór liczby pomp w przypadku dużej zmienności strumienia Q_s wysyłanego z obiektu pompowego. Zamiast jednej dużej pompy o wysokiej sprawności konieczne może okazać się zastosowanie dwu lub nawet większej liczby pomp, często o różnych wydajnościach [28], [45].

Wniosek generalny jest taki, że przy rozstrzyganiu przetargów na zakup pomp nie powinna decydować ich cena, co niestety jest nagminne. Może się okazać, że lepszym rozwiązaniem będzie zakup dobrych pomp dwukrotnie nawet droższych, lecz o sprawności wyższej o 6-10 punktów procentowych od sprawności tanich, przeciętnych pomp. Zmiana tego stanu rzeczy wymaga jednak zasadniczej zmiany filozofii organizowania i rozstrzygania przetargów publicznych, to zaś wymaga zmiany świadomości ich organizatorów, a więc najczęściej – inwes-

[9] Udział K_{inw} będzie większy w przypadku drogich pomp specjalnych, np. do instalacji chemicznych lub petrochemicznych, natomiast znacznie mniejszy (np. rzędu 5 6%) w przypadku pomp typowych, np. do czystej wody zimnej.

torów. Wniosek ten stosuje się oczywiście także do następnego podrozdziału, dotyczącego doboru pomp do istniejących instalacji pompowych, które mają (powinny) być modernizowane.

3.5. Kryteria optymalnego doboru pomp do instalacji modernizowanych

Wszystkie uwagi zawarte w podrozdziale 3.4 stosują się także do modernizowanych instalacji istniejących. Różnica polega tylko na tym, że dla obiektu nowo projektowanego o wyborze pomp powinny decydować łączne koszty ΣK, natomiast dla obiektu modernizowanego rozstrzygający powinien być okres zwrotu kosztów. W przypadku przewidywanego krótkiego okresu zwrotu kosztów modernizacji można go oszacować z prostego wzoru (przypis 7)

$$SPB = \frac{K_{inw}+K_{inst}}{\Delta K_e} \quad \text{lat} \qquad (11)$$

gdzie

$\Delta K_e = K_{e1}+K_{e2}$, zł/a, jest średnią – dla przewidywanego krótkiego okresu – różnicą rocznych kosztów energii przed i po modernizacji, licznych z wzoru (5). Dla przewidywanego dłuższego okresu należy oszacować zdykontowany okres zwrotu, np. z zależności [7]:

$$DPB = ln\left[\frac{\frac{K_m(s_r-1)}{\Delta E \cdot k_e \cdot s_r}+1}{ln\, s_r}\right] \qquad (12)$$

gdzie:

$$r = \frac{p-i}{1+r} \qquad (13)$$

$$s_r = \frac{1+s}{1+r} \qquad (14)$$

i – stopa inflacji; p – stopa oprocentowania kredytu;
r – stopa dyskontowa; s – stopa wzrostu cen energii elektrycznej.

Można także posłużyć jedną z kilku innych metod , obliczając na przykład IRR lub NPV [7] [7], [31]. W tym drugim sposobie oblicza się w kolejnych latach $t = 1,2,...$ wartości

$$NPV = \sum_{t=1}^{n} \frac{NCF_t}{(1+r)^t} \qquad (15)$$

gdzie:

NCF_t – przepływ pieniężny netto (Net Cash Flow), jest to różnica między wpływami (zysk z oszczędności energii) a wydatkami (rata kredytu plus odsetki) w roku t,

r – stopa dyskontowa obliczona z wzoru (13).

Przyjmuje się tu stałą ratę kredytu, wynikająca z wynegocjowanego z bankiem okresu spłaty oraz milcząco zakłada, że w pierwszych latach spłaty różnica między wydatkami a wpływami pokrywana jest z funduszy własnych. Zwrot kosztów modernizacji następuje wówczas, gdy $NPV \geq 0$

Różnice wyników obliczeń są stosunkowo niewielkie, przy czym dla każdego sposobu otrzymuje się takie samo uszeregowanie stopnia opłacalności (okresu zwrotu) poszczególnych wariantów modernizacji. Co najmniej jeden z tych wariantów powinien być związany z poprawą (zmianą) parametrów optymalnych pompy istniejącej.

4. Efektywna energetycznie regulacja parametrów pracy pomp

4.1. Sposoby regulacji

Celem regulacji jest zamierzone dostosowanie parametrów pracy (Q, H) pompy i/lub (Q_s, H_{uk}) instalacji do zmieniających się w czasie t wymagań odbiorcy cieczy. W większości przypadków regulowana jest wydajność pompy, rzadziej – wysokość podnoszenia lub oba te parametry łącznie.

Dwa podstawowe sposoby regulacji pomp odśrodkowych, to:
- regulacja dławieniowa – przez zmianę charakterystyki $H_{uk}(Q)$ lub $H_{uk}(Q_s)$ układu,
- regulacja zmiennoobrotowa – przez zmianę charakterystyki pompy wskutek zmian jej prędkości obrotowej.

Do pomp diagonalnych ($n_q \geq$ ok. 80) i śmigłowych ($n_q \geq$ ok. 130) stosowana jest głównie:
- regulacja przez zmianę kąta ustawienia kąta łopatek kierownicy wlotowej (tzw. regulacja prerotacyjna),
- regulacja przez zmianę kąta ustawienia łopatek wirnika.

Stosowane również niekiedy, w tym przypadku, regulacja upustowa a zwłaszcza dławieniowa są znacznie mniej efektywne energetycznie.

Skokową zmianę strumienia Q_s obiektu, w którym pracuje $m > 1$ pomp, można uzyskać przez włączanie lub wyłączanie odpowiedniej liczby pomp. Dotyczy to obiektów z pompami wszystkich możliwych typów.

Wymienione sposoby regulacji omówiono szczegółowo w książce [19]. Niżej przedstawiono zasady oraz wady i zalety regulacji dławieniowej i zmiennoobrotowej, jako najczęściej spotykanych.

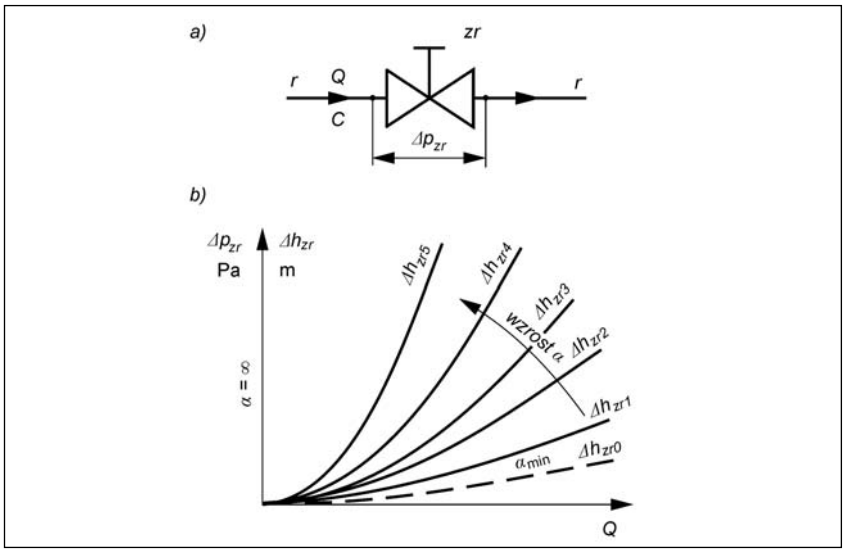
4.2. Regulacja dławieniowa

Elementem wykonawczym w regulacji dławieniowej może być dowolny zawór (także odcinający) umieszczony w rurociągu tłocznym [10], w zasadzie w dowolnym jego miejscu, choć najczęściej tuż za pompą. Spadek ciśnienia $\Delta h_{dl} = \Delta p_{zr}$ w zaworze regulacyjnym (Rys. 6a) zależy od stopnia jego otwarcia. Można napisać

$$\Delta h_{zr} = \Delta p_{zr} / \rho g = \zeta c^2 / 2g = \alpha Q^2 \qquad (16)$$

gdzie $c = Q/A$; $A = \pi d^2$, d – średnia nominalna zaworu.

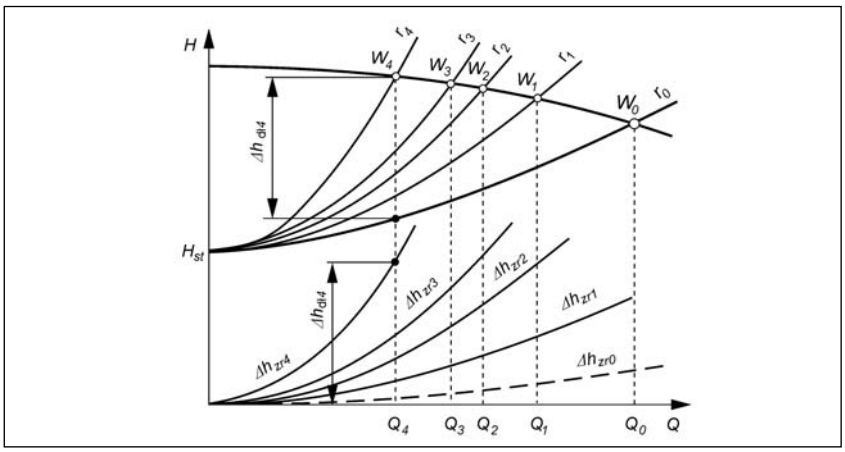
[10] Nie może to być zawór w rurociągu ssawnym (dopływowym), ze względu na możliwość doprowadzenia wówczas do kawitacji w pompie.



Rys.6. Spadek ciśnienia (a) i charakterystyka zaworu regulacyjnego (b)

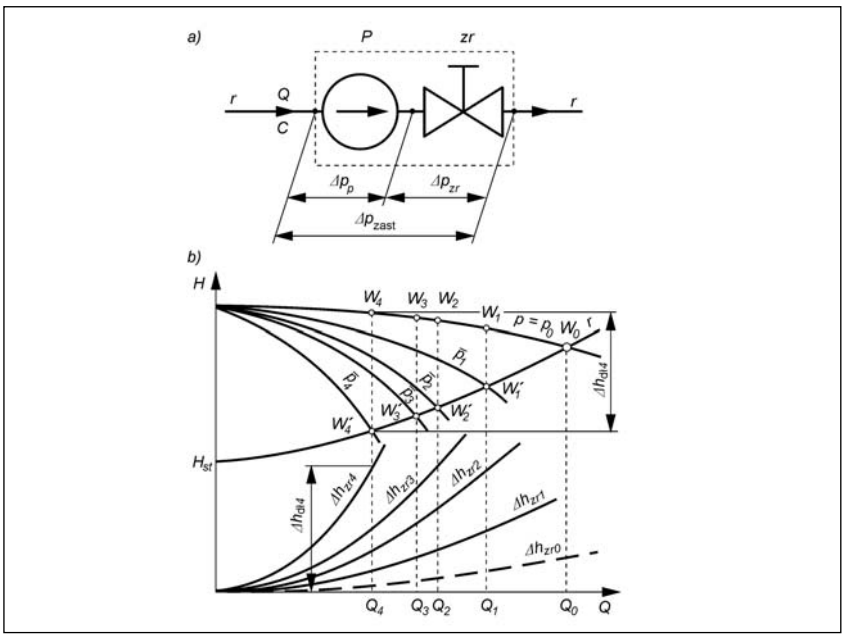
Dla $Re = cd / v > ok.\ 10^4$ współczynnik strat ζ, a stąd także α, nie zależy od wartości R_e lecz tylko od stopnia otwarcia zaworu, zależność (16) jest więc parabolą kwadratową (Rys.6b). Wartości $\alpha = \alpha_{min}$ odpowiada zawór całkowicie otwarty, zaś $\alpha = \infty$ – całkowicie zamknięty. Wpływ stopnia otwarcie zaworu na wydajność pompy można przedstawić dwoma sposobami, traktując zawór jako element rurociągu lub jako element zespołu pompa + zawór.

W pierwszym sposobie α jest składnikiem ogólniejszego współczynnika a charakterystyki (1a). Przymykając zawór zr zwiększamy α i a, zmieniając charakterystykę rurociągu $r_0 \rightarrow r_1 \rightarrow r_2 \rightarrow ...$; wskutek tego zmienia się punkt pracy pompy $W_0 \rightarrow W_1 \rightarrow W_2 \rightarrow ...$ (Rys.7).



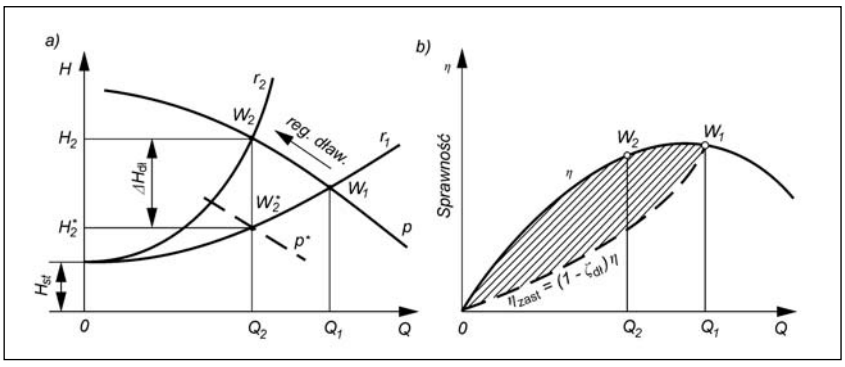
Rys.7. Zmiana charakterystyki r układu i punktu pracy W pompy wskutek zmiany stopnia otwarcia zaworu regulacyjnego

W drugim sposobie wyjaśnienia (Rys.8) rozpatruje się łączny przyrost ciśnienia spowodowany przez zespół $p + z_r$; jest on równy $\Delta p_{zast} = \Delta p_p - \Delta p_{zr}$, zaś odpowiadająca mu wysokość podnoszenia: $H_{zast} = H - \Delta h_{zr}$.



Rys.8. miana charakterystyki zespołu pompa p + zawór z_r i wynikająca z niej zmiana wydajności pompy

Stąd kolejne punkty pracy układu: $W_0 \rightarrow W`_1 \rightarrow W`_2 \rightarrow$... W obu sposobach można wyodrębnić łatwo stratę dławienia ΔH_{dl} z tym, że w drugim – lepiej widać, w jaki sposób dławienie zaworem z_r „psuje" charakterystykę zespołu $p + z_r$.



Rys.9. Sprawność zastępcza regulacji dławieniowej

Skutki energetyczne regulacji dławieniowej jeszcze lepiej przedstawia Rys. 9.

Wprowadzając bezwymiarowy współczynnik ζ_{dl} strat tej regulacji, w wyniku której wydajność Q_1 zmniejszono do $Q_2\ (W_1 \rightarrow W_2)$:

$$\zeta_{dl} = \frac{\Delta H_{dl}}{H_2} = \frac{H_2 - H^*_2}{H_2} = 1 - \frac{H^*_2}{H_2}$$

można obliczyć sprawność zastępczą

$$\eta_{zast} = (1 - \zeta_{dl})\eta \qquad (17)$$

i moc elektryczną (pobieraną z sieci)

$$P_{el} = \rho g \frac{Q_2 H^*_2}{\eta_{zast}\eta_s} \qquad (18)$$

Efekt energetyczny regulacji dławieniowej jest więc taki sam, jak przy zainstalowaniu innej pompy p^*, o mniejszej wysokości podnoszenia ale także mniejszej sprawności η_{zast}. Jeśli proporcje H_2 i H^*_2 będą takie jak na Rys 9a, to takie same będą skutki pracy pompy p o sprawności $\eta = 0{,}80$ jak i gorszej pompy o charakterystyce p^*, lecz o sprawności zaledwie $\eta_{zast} = 0{,}40$. Obszar zakreskowany na Rys. 9b jest miarą strat energii w regulacji dławieniowej.

4.3. Regulacja zmiennoobrotowa

4.3.1. Zasady regulacji zmiennoobrotowej i porównanie jej z regulacją dławieniową

Z analizy podobieństwa przepływów przez geometrycznie podobne pompy otrzymuje się przybliżone[11] zależności na zmianę parametrów pracy z Q_1 , H_1 na Q_2 , H_2 wskutek zmiany prędkości obrotowej z n_1 na n_2 :

$$\frac{Q_2}{Q_1} \cong \frac{n_2}{n_1} \qquad (19)$$

$$\frac{H_2}{H_1} \cong \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \qquad (20)$$

Przy małych zmianach prędkości n, rzędu 10-15%, można pominąć zmiany sprawności pompy. Przy większych zmianach n sprawność jednak zmniejsza się z wartości η_1 do η_2 , co należy uwzględnić przy obliczaniu mocy na wale:

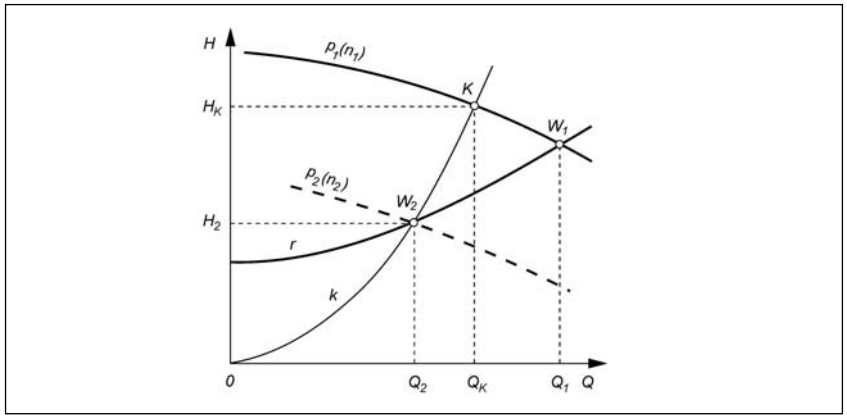
$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \frac{n_1}{n_2} \qquad (21)$$

Z (19) i (20) wynika, że jeśli zachowane jest podobieństwo przepływów, to przy zmianie $n_1 \rightarrow n_2$ punkty (Q, H) na charakterystykach przesuwają się po tzw. parabolach podobieństwa,

$$H_2/H_1 = (Q/Q_1)^2 \qquad (22)$$

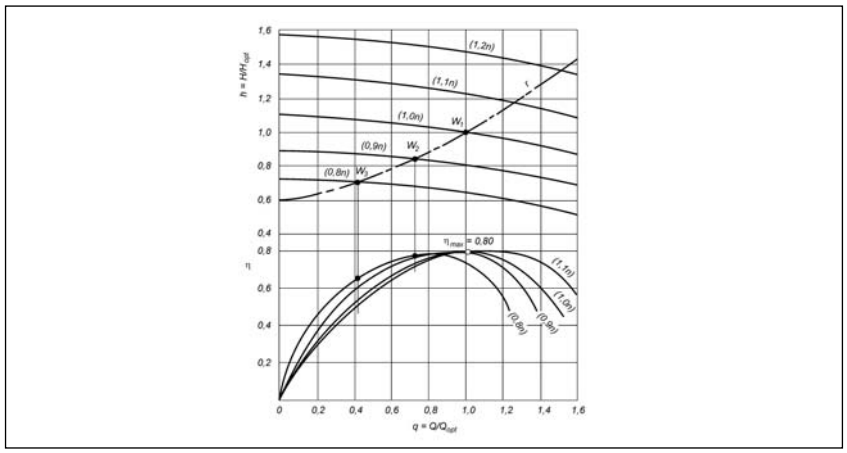
a więc punkt K na Rys.10 przesunie się do punktu W_2.

[11] Zależności byłyby ścisłe, gdyby przy zmianie n nie zmieniała się sprawność objętościowa η_v i hydrauliczna η_h pompy



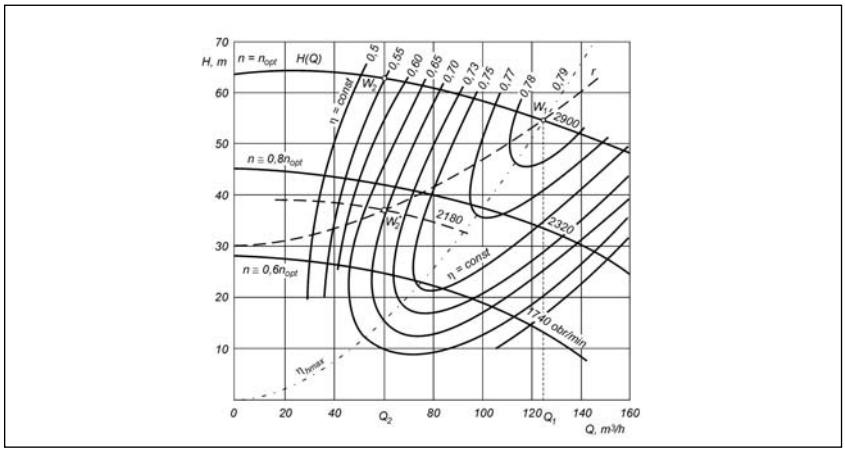
Rys.10. Wyznaczenie prędkości obrotowej odpowiadającej zmniejszeniu wydajności pompy z Q_1 do Q_2 ; k – parabola podobieństwa

Pęk charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ przy różnych wartościach n/n_n pokazano na Rys. 11, z którego widać, że zmniejszaniu się n towarzyszy przesuwanie się w lewo wierzchołka charakterystyki $\eta(Q)$ i zmniejszanie się wartości η_{max}.



Rys.11. Bezwymiarowe charakterystyki przepływu i sprawności oraz zmiana punktu pracy współpracującej z rurociągiem r podczas regulacji zmiennoobrotowej

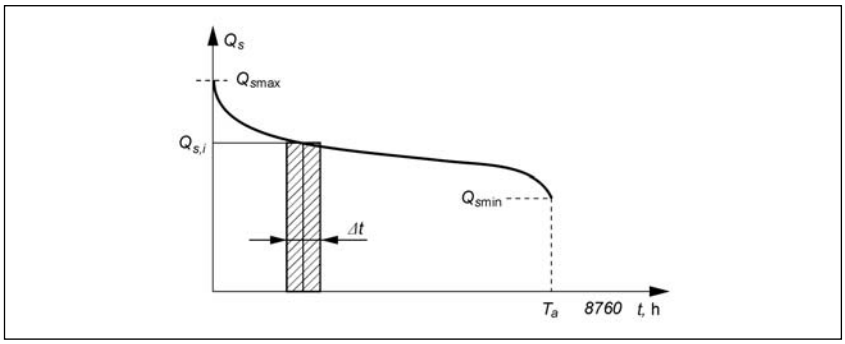
Do praktycznych analiz i porównań bardzo wygodny jest tzw. pagórek sprawności lub inaczej wykres muszlowy (Rys.12). Można go m.in. wykorzystać do porównania pod względem energetycznym obu omówionych wyżej sposobów regulacji dla konkretnej pompy. Niestety, jak dotąd wytwórcy pomp nie dostarczają takich wykresów wraz z pompami.



Rys.12. Pagórek sprawności pompy odśrodkowej o wyróżniku $\eta_q \cong 28$ i mocy $P_s = 30$ kW oraz porównanie energetyczne regulacji dławieniowej i zmiennoobrotowej

Przykład 1

Pompa o charakterystyce wg Rys. 12 tłoczy wodę zimną w ilości zmieniającej się od $Q_1 = Q_{opt} =$ 125 m³/h do $Q_2 = 60$ m³/h. Do dokładnego obliczenia zużycia energii w ciągu roku wg zależności (6), (7) potrzebny jest uporządkowany wykres wydajności $Q_s(t)$ pompowni (Rys.13). Na jego podstawie można sporządzić wykres $Q(t)$ dla jednej pompy, jeśli w pompowni pracuje $m > 1$ pomp, oraz obliczyć przybliżoną wartość całki we wzorze (6) jako sumę $\sum_{i=1}^{n} P_{el,i}\,\Delta t$ (n – liczba prostokątów, którymi zastąpiono pole pod krzywą $Q(t)$).



Rys.13. Zmienność strumienia Q_s wysyłanego do odbiorcy w ciągu roku

Załóżmy, że obiekt pompowy stanowi jedna pompa współpracująca z rurociągiem o charakterystyce r (Rys.12). W celu przybliżonego porównania obu sposobów regulacji można przyjąć, że praca pompy z obciążeniem wg Rys.13 jest równoważna pracy ze stałą średnią wydajnością $Q_{sr} = 0{,}5\ (60+125) = 92{,}5$ m³/h. Przy regulacji dławieniowej pompa pracuje z wysokością podnoszenia $H_{sr} = 59{,}2$ m, sprawnością $\eta_{sr} = 0{,}735$ oraz średnią mocą na wale

P_{sr}= 1000 · 9,81 · 92,5 · 59,2 /(3600 · 0,735) = 20300W = 20,3kW i mocą elektryczną P_{el}= P/η_s =20,3/0,93=21,83kW. Wprowadzając regulację zmiennoobrotową przez zastosowanie przetwornicy częstotliwości o sprawności η_s = 0,97, przy pracy pompy wówczas z wysokością podnoszenia $H^*_{sr} \cong$ 45 m i sprawnością η_{sr} = 0,765 otrzyma się, przy tej samej sprawności silnika η_s = 0,93, P^*_{el}=1000·9,81·92,5·45/(3600·0,765 ·0,93 ·0,97)≅16,43kW. Zmieniając sposób regulacji zaoszczędzi się rocznie ΔE = 8760 $(P_{el} - P^*_{el})$ = 8760 · 5,4 ≅ 47300 kWh. Koszt zainstalowania przetwornicy zwróci się po ok. 1,5 roku; okres zwrotu oszacowano z wzoru (11).

Przykład 2

Równie krótkie, jak w przykładzie 1, okresy zwrotu kosztów można uzyskać w wyniku modernizacji większych instalacji. Tak np. zmiana regulacji prerotacyjnej na zmiennoobrotową w stosunkowo niewielkiej diagonalnej pompie wody chłodzącej w elektrowni (Q_{znam}= 7500m^3/h, H_{znam}= 11m, P_s= 320kW) może przynieść roczne oszczędności energii $\Delta E \cong$ 300000 kWh, wskutek czego koszt zainstalowania przetwornicy częstotliwości zwróci się po niespełna 2 latach [19]. Jeszcze większe oszczędności uzyskano by w przypadku pompy, w której przed modernizacją stosowano regulację nie prerotacyjną, lecz upustową.

Podsumowując można powiedzieć, że im bardziej stroma jest charakterystyka $H_{uk}(Q)$ i im szerszy jest zakres regulacji, tym większe oszczędności energii można uzyskać wprowadzając regulację zmiennoobrotową. Jedynie w przypadku płaskich charakterystyk pompy i układu oraz niewielkiego zakresu regulacji Q_2/Q_1 > 0,8 zastąpienie regulacji dławieniowej przez zmiennoobrotową może być nieopłacalne, z powodu zbyt długiego okresu zwrotu kosztów.

Należy z naciskiem podkreślić, że każda zmiana sposobu regulacji parametrów pracy, w ramach modernizacji pompowni, powinna być połączona ze sprawdzeniem i ewentualną poprawą doboru pomp. Samo dołączenie przetwornic częstotliwości może nie przynieść oczekiwanych korzyści – okres zwrotu poniesionych kosztów może sięgać kilkunastu lat, jak okazało się (po czasie) w kilku przypadkach.

4.3.2. Sposoby realizacji zmian prędkości obrotowej i ich porównanie

Kilkadziesiąt lat temu płynną zmianę prędkości obrotowej pompy umożliwiały następujące silniki i układy napędowe:
- silnik prądu stałego (przez regulację napięcia zasilania),
- układy wielomaszynowe, Ward-Leonarda i podobne,
- silniki pierścieniowe (przez włączanie dodatkowych rezystorów w obwód wirnika),
- sprzęgła hydrokinetyczne.

Dwa ostatnie sposoby są stosowane do dziś; mają one jednak tę poważną wadę, że ich sprawności maleją liniowo wraz ze zmniejszaniem się prędkości obrotowej, obniżając znacznie sprawność η_z zespołu pompowego [19]. Znacznie bardziej ekonomiczne są:
- układy regulacyjne elektroniczne, oparte na tyrystorach i tranzystorach dużych mocy, w tym:
  – układy kaskadowe, z silnikami pierścieniowymi,

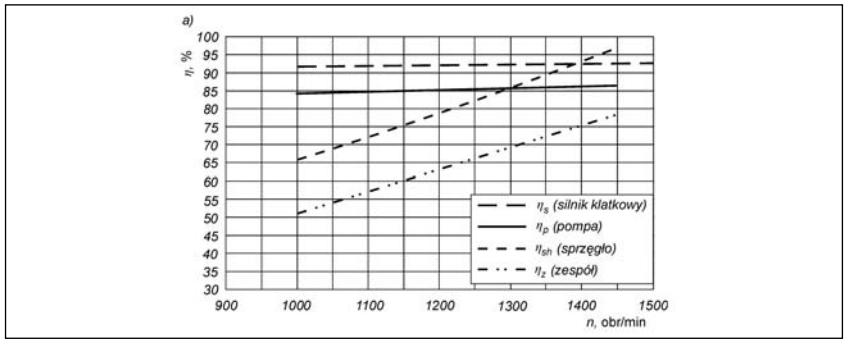
– przetwornice częstotliwości, potocznie nazywane falownikami,

• silniki asynchroniczne z magnesami stałymi, stosowane od kilku lat w najmniejszych pompach cyrkulacyjnych ($P_s \geq$200W, przy $P_{el\ min} = 16$W),

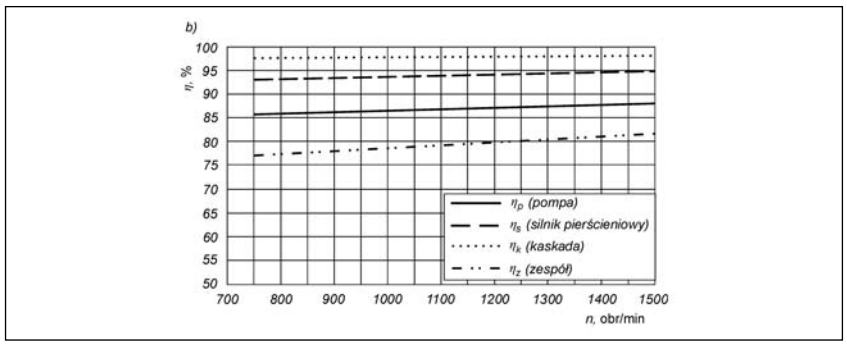
• turbiny parowe i gazowe,

• silniki spalinowe – benzynowe i wysokoprężne.

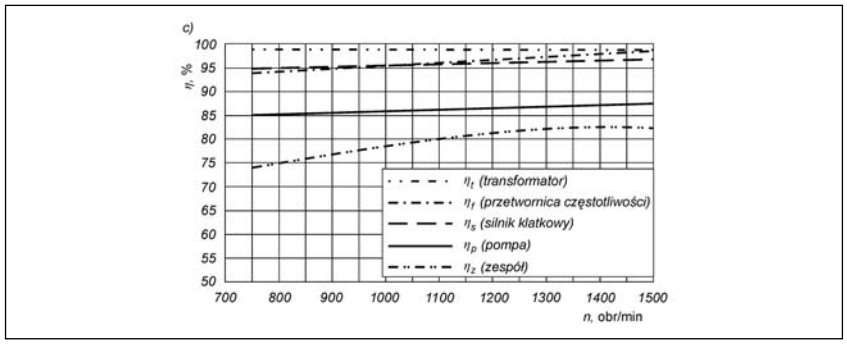
Te ostatnie stosowane są głównie w przenośnych i przewoźnych zespołach np. pożarniczych lub w zespołach awaryjnych (np. w tzw. układach tryskaczowych przeciwpożarowych w budynkach)



Rys.14. Sprawność zespołu pompowego 35W50 m–2, $P_s = 800$ kW:
a) ze sprzęgłem hydrokinetycznym 750 TPK i silnikiem klatkowym,



b) z kaskadą i silnikiem pierścieniowym,



c) z przetwornicą częstotliwości i silnikiem klatkowym

Na Rys. 14 porównano sprawności różnych układów napędowych typowej pompy wielostopniowej o mocy P_s=800kW, stosowanej m.in. w ciepłowniach i przepompowniach wodociągowych, oraz wynikowe sprawności zespołów pompowych wg [35]. Z rysunków widać, że przy $n_2 / n_1 < 0{,}9$ zaznacza się przewaga elektronicznych układów napędowych, stając się bardzo duża przy $n_2 / n_1 < 0{,}8$. Toteż sprzęgła hydrokinetyczne, niezastąpione jeszcze w latach 60-tych a nawet 70-tych XX wieku, odchodzą powoli do lamusa. Można je jeszcze spotkać w dużych elektrociepłowniach, w układach napędowych pomp sieciowych (obiegowych) o mocach $P_s \geq$1MW, oraz w elektrowniach – w blokach 200 MW, gdzie wchodzą w skład zespołów napędowych tzw. 50%-wych pomp zasilających, współpracujących równolegle, o mocach P_s = 3...3,5 MW. Jednak w przypadku gruntownych modernizacji (retrofitów) bloków nieunikniona będzie eliminacja sprzęgieł wykazujących znaczny stopień zużycia technicznego, połączona z zastąpieniem grupy 2 pomp 50%-wych przez jedną większą pompę 100%-wą o wyższej sprawności. Zmniejszenie zużycia energii w wyniku takiej modernizacji może sięgnąć 7 mln kWh/a dla jednego bloku, zaś okres zwrotu kosztów nie powinien przekroczyć 6 lat [27].

W przypadku wspomnianych pomp, jak również pomp zasilających do bloków 360 MW i większych, napędzanych dotychczas turbinami parowymi, bardziej efektywne i tańsze mogą już obecnie okazać się napędy szybkoobrotowymi silnikami elektrycznymi ($f \geq$ 80...100Hz) zasilanymi bezpośrednio z przetwornic częstotliwości o mocach dochodzących do 30 MW. Wydaje się, że już wkrótce turbiny parowe zostaną wyparte przez te właśnie napędy.

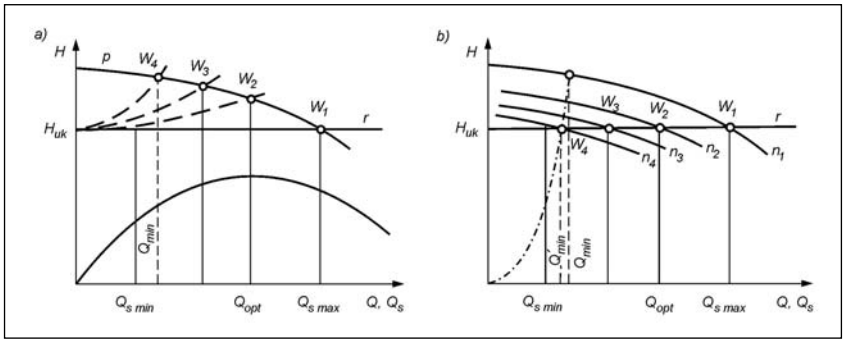
Przetwornice częstotliwości są obecnie budowane dla bardzo szerokiego zakresu mocy, od ok. 0,1 kW do ok. 30000 kW. Są one bezkonkurencyjne w zastosowaniach do mocy $P_s \leq$ ok. 400(600kW). W zakresie mocy 600...3000 kW do niedawna konkurencyjne cenowo były układy kaskadowe, znacznie tańsze od przetwornic. Ich wadą jest jednak konieczność wymiany lub przeróbki[12)] silnika klatkowego na pierścieniowy, bardziej kłopotliwy w obsłudze. Obecnie i w tym zakresie mocy przewagę zyskują przetwornice częstotliwości, zasilane bezpośrednio (bez transformatorów) napięciem 6 kV i w znacznie mniejszym niż niegdyś stopniu „zaśmiecające" sieć elektryczną, a przy tym coraz tańsze. Mogą one ponadto nie tylko zmniejszać lecz również zwiększać prędkość obrotową, poszerzając dostępny zakres regulacji i możliwych do wybrania parametrów (Q_{znam} , H_{znam}). Układy kaskadowe są jednak jeszcze dość często stosowane, m. in. w USA i w Kanadzie i nie powinno się ich zbyt pochopnie eliminować z rozważań. O wyborze jednego z alternatywnych rozwiązań powinien decydować rachunek kosztów, wykonany według zasad omówionych w rozdziale 3.

Uzupełniając powyższe porównanie należy jeszcze dodać, że zarówno sprzęgła hydrokinetyczne jak i silniki pierścieniowe układów kaskadowych pracują z poślizgiem, odniesionym do prędkości obrotowej silnika klatkowego, wynoszącym co najmniej 2-4%, zależnie od typu i wielkości urządzenia. Skutkiem jest to, że nawet przy największej możliwej w tych warunkach prędkości obrotowej pompy jej wydajność jest mniejsza właśnie o 2-4%, zaś wysokość podnoszenia o 4-8% w porównaniu do odpowiednich wartości dla pompy napędzanej bezpośrednio silnikiem klatkowym.

[12)] Koszt przeróbki szacowano kilka lat temu na 60 70% ceny nowego silnika pierścieniowego.

4.4. Ograniczenia przy doborze pomp oraz wyborze sposobu ich regulacji

W przypadku, gdy obiektem pompowym jest pojedyncza pompa ($Q_s = Q$), jej dobór ograniczony jest zakresem $Q_{min}...Q_{max}$ dopuszczalnej ciągłej pracy (Rys.3), podanym przez producenta. Wybierając – na podstawie rachunku kosztów – sposób regulacji, należy wziąć to pod rozwagę. Jeśli ze względu na płaską charakterystykę rurociągu r zdecydowano się na regulację dławieniową, to Q_{min} ogranicza od dołu wartość najmniejszego strumienia $Q_{s\,min}$, jaki można wysłać do odbiorcy. Przy $Q_{s\,min} < Q_{min}$ (Rys. 15a) zamiast jednej trzeba będzie zastosować dwie pompy, najlepiej o różnych wydajnościach; np. $Q_{znam\,1} = 1/3\ Q_{s\,max}$, $Q_{znam\,2} = 2/3\ Q_{s\,max}$



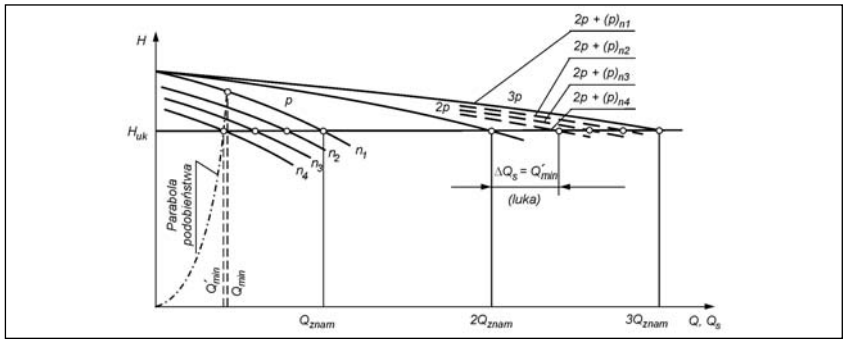
Rys.15. Ograniczenie zakresu regulacji dławieniowej i zmiennoobrotowej w przypadku rurociągu o płaskiej charakterystyce

Jeżeli natomiast wybrano regulację zmiennoobrotową, to najmniejsza dopuszczalna wydajność zmniejszy się tylko nieznacznie, z Q_{min} do $Q`_{min}$ (Rys. 15b). Wynika to z omówionej w podrozdz. p.4.1 właściwości, iż przy zmianie n każdy punkt charakterystyki przesuwa się po paraboli podobieństwa (22). Analogicznie nieznacznie zmniejszy się Q_{max}. Wniosek jest podobny do poprzedniego z tym uzupełnieniem, że w przypadku płaskiej krzywej r niewielka będzie co prawda zmiana prędkości obrotowej $n_1 \rightarrow n_4$, lecz wynikowy punkt pracy $W_1 \rightarrow W_4$ przesunie się tak bardzo na lewo, że pompa będzie pracowała ze znacznie obniżoną sprawnością. Można to sprawdzić np. na Rys.12. Uzasadnia to wcześniejszą tezę (p.4.3.1), iż w przypadku płaskiej charakterystyki r zastosowanie regulacji zmiennoobrotowej może nie przynieść oczekiwanych korzyści.

Odrębną ważną kwestią jest decyzja, czy w przypadku grupy m >1 pomp i wyboru regulacji zmiennoobrotowej należy w przetwornice zaopatrzyć wszystkie pompy, część z nich czy może tylko jedną.

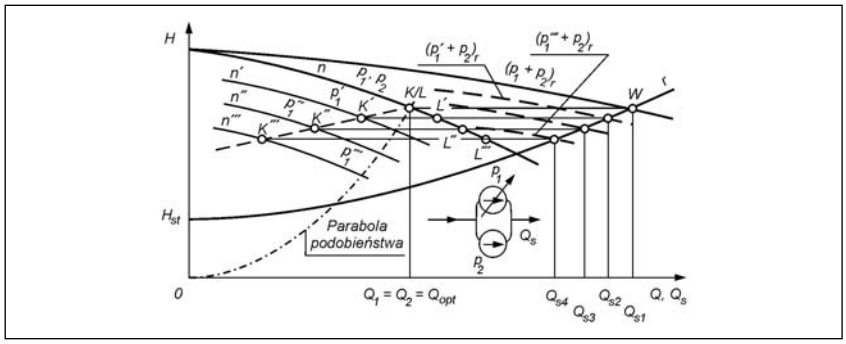
Założenie płaskiej charakterystyki rurociągu, a więc w istocie charakterystyki H_{uk} (Q_s) niezależnej od strumienia Q_s, jest wciąż jeszcze niestety dość częste w przypadku sieci wodociągowych i ciepłowniczych, dla których przyjmuje się stałe ciśnienie dyspozycyjne $\Delta p = p_z - p_p$ w ciągu doby i sezonu. Uważa się dość powszechnie, ze jest to doskonała sytuacja do regulacji: wystarczy jedna pompę zaopatrzyć w przetwornicę częstotliwości i za jej pośrednictwem dokonywać niewielkich zmian Q_s, realizując większe zmiany za pomocą włączania/wyłączania pozostałych

$m-1$ pomp. Jest to korzystne z punktu widzenia efektywności energetycznej, ponieważ pompy nieregulowane mogą cały czas pracować ze stałymi wydajnościami, równymi lub zbliżonymi do wydajności Q_{opt} (Rys.5a). Jednak ze względu na warunek (9), w przypadku m jednakowych pomp wystąpi luka (nieciągłość) ΔQ_s w pewnym obszarze wydajności Q_s (Rys.16). Luki tej nie da się pokryć inaczej, jak tylko przez dławienie pomp nieregulowanych, zwiększające zużycie energii.



Rys.16. Obszar nieciągłości ΔQ_s podczas równoległej pracy jednej pompy o zmiennej prędkości obrotowej i dwóch pomp nieregulowanych

Częsty, trochę trudniejszy przypadek to praca grupy m pomp na sieć o charakterystyce parabolicznej. Konsekwencje zaopatrzenia tylko niektórych z nich w przetwornice pokazano na Rys. 17 na przykładzie grupy 2 jednakowych pomp, z których jedna (p_1) jest nieregulowana.



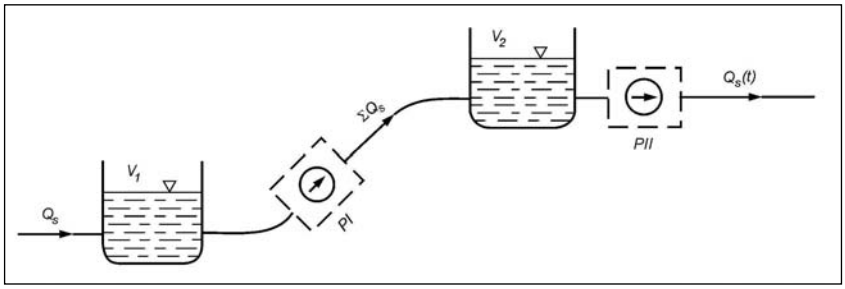
Rys.17. „Rozchodzenie się" charakterystyk pompy regulowanej p_1 i nieregulowanej p_2 podczas zmniejszenia prędkości obrotowej n pompy p_1

Krzywa (p_1+p_1) jest wypadkową charakterystyką obu pomp pracujących ze znamionowymi prędkościami n, zaś krzywe przerywane $(p`_1+p_2)_r$ ,... – charakterystykami wypadkowymi przy zmniejszających się prędkościach obrotowych $n`$, $n``$... Punkty przecięcia ich z charakterystyką $r$ wyznaczają malejące wydajności $Q_{s1} \rightarrow Q_{s2}$ ... Zmniejszaniu $Q_s$ towarzyszy jednak „rozchodzenie" się punktów pracy obu pomp. Wydajność pompy $p_2$ powiększa się ($L \rightarrow L` \rightarrow L`` \rightarrow ...$), co może spowodować przeciążenie silnika napędowego, pracę w kawitacji lub nadmiernie po-

większoną hydrauliczną siłę promieniową F_p. Z kolei pompa p_1 musi pracować z wydajnościami zmniejszonymi w większym stopniu ($K \rightarrow K` \rightarrow K`` \rightarrow ...$), niż wydajności przy najwyższych sprawnościach, wynikające z paraboli podobieństwa, a więc z odpowiednio niższymi sprawnościami (por. Rys.12). Aby tego uniknąć obie pompy powinny mieć regulowaną prędkość obrotową, co jednak powiększa koszty. Inna możliwość, to wspomagająca regulacja dławieniowa pompy p_2 , utrzymująca jej wydajność na stałym poziomie $Q_2 =$ idem lub zmniejszająca ją w podobnym stopniu, jak wydajność pompy p_1 ; to z kolei powiększa zużycie energii w porównaniu z przypadkiem obu pomp regulowanych zmiennoobrotowo. Wybór rozwiązania efektywnego energetycznie i tym samym optymalnego kosztowo wymaga analizy omówionej w podrozdz. 3.3 i 3.4.

4.5. Optymalne sterowanie i optymalna bieżąca regulacja wydajności grupy pomp

Zastosowanie racjonalnego sposobu regulacji jest warunkiem koniecznym lecz nie wystarczającym eksploatacji pomp optymalnej energetycznie i kosztowo. Potrzebne jest jeszcze umiejętne wykorzystanie istniejących możliwości. Zespoły pompowe i ich grupy mogą pracować w obiektach pompowych najczęściej dwóch rodzajów[13)], różniących się spełnianymi przez nie funkcjami. Są to (Rys. 18):



Rys.18. Obiekty pompowe pierwszego (PI) i drugiego (P II) rodzaju

1) Pompownia usytuowana pomiędzy zbiornikami wyrównawczymi o dużych pojemnościach (obiekt pierwszego rodzaju – PI),
2) Pompownia lub inna instalacja pompowa znajdująca się bezpośrednio przed odbiorcą lub grupą odbiorców (obiekt drugiego rodzaju – PII).

W obiektach poszczególnych rodzajów optymalna pod względem kosztów eksploatacja pomp może być prowadzona w odmienny sposób.

Obiekty pierwszego rodzaju są to najczęściej pompownie wodociągowe, umieszczone na terenie zakładów produkujących wodę pitną. Pompownia PI powinna w ciągu doby (T = 24h) przepompować z jednego do drugiego zbiornika wodę w ilości

[13)] Można też wyodrębnić obiekty dwóch innych rodzajów: PIII małe i średnie przepompownie ścieków, których pompy umieszczone są w zbiornikach o zmiennym poziomie, sterującym włączaniem i wyłączaniem poszczególnych pomp; PIV – instalacje wody sieciowej w ciepłowniach i elektrociepłowniach, w których funkcjonują grupy pomp o różnym przeznaczeniu; ze względu na złożoność instalacji i obecność w niej wielu innych urządzeń (kotły wodne, wymienniki i inne) obiektów tych nie można zaliczyć do grupy PII, mimo iż ich wydajności $Q_s(t)$ w podobny sposób zależą od zapotrzebowania odbiorców [20].

$$\Sigma Q_s = \int_0^T Q_s \mathrm{d}t \ , \ \mathrm{m}^3/\mathrm{dobę} \qquad (23)$$

przy chwilowej wydajności $Q_s(t)$, m³/h, która może być arbitralnie ustalana w stosunkowo szerokim zakresie $Q_{s\,\min}$,..., $Q_{s\,\max}$, ograniczonym tylko dopuszczalnymi wydajnościami poszczególnych pomp (uogólniając warunek (9))

$$Q_{i\,\min} \le Q_i \le Q_{i\,\max} \quad i = 1,\ 2,\ldots,\ \mathrm{m} \qquad (24)$$

oraz pod warunkiem zachowania objętości Vj każdego ze zbiorników w dopuszczalnych granicach

$$V_{j\,\min} \le V_j \le V_{j\,\max} \quad j = 1,\ 2. \qquad (25)$$

Z warunków powyższych wynika, że w pompowni PI może w danej chwili t pracować dowolna liczba pomp; w szczególności w pewnych okresach doby wszystkie pompy mogłyby być wyłączone.

Obiekty drugiego rodzaju są to najczęściej pompownie wodociągowe, kanalizacyjne, ciepłownicze lub inne, których chwilowa wydajność $Q_s(t)$ zależy od zmiennego zapotrzebowania, nie dającego się z góry dostatecznie dokładnie określić. Możliwe jest tylko prognozowanie, na podstawie danych statystycznych, zakresu zmienności $Q_{s\,\min}$,..., $Q_{s\,\max}$ w ciągu doby, miesiąca czy roku. Podobnie jest w przypadku obiektów typu PIV13) (instalacje pomp sieciowych w ciepłowniach oraz inne instalacje przemysłowe), które funkcjonują w ruchu ciągłym, przy pracującej co najmniej 1 pompie lub włączonej większej ich liczbie, zależnie od wartości Q_s.

Dla obiektu pierwszego rodzaju, dla którego obowiązują ogólne warunki (23)÷(25), powinna być możliwa eksploatacja $m \ge 1$ znajdujących się w nim, równolegle połączonych pomp – optymalna pod względem zużycia energii. Podczas takiej eksploatacji odpowiednio sterowane silniki napędowe wszystkich m pomp, pracujących w różnych przedziałach czasowych z różnymi wydajnościami i pobierającymi z sieci elektrycznej moce P_{el} o różnych wartościach, zużyją najmniejszą ilość energii w ciągu doby

$$E_d = \sum_{i=1}^{m} E_i = \sum_{i=1}^{m} \left(\int_0^T P_{\mathrm{el},i} \mathrm{d}t \right) = \min \quad \mathrm{kWh/dobę}. \qquad (26)$$

Jest bardzo prawdopodobne, że w poszczególnych okresach będzie równocześnie pracowało $k < m$ pomp.

W przypadku korzystania z energii elektrycznej o różnych w ciągu doby cenach jednostkowych, najczęściej dwóch: dziennej k_{e1} , zł/kWh i nocnej k_{e2}, zł/kWh, powinna być możliwa eksploatacja optymalna pod względem kosztu energii[14)] zużytej w ciągu doby, tzn. uzyskanie w czasie łącznego kosztu

$$K_{ed} = \sum_{i=1}^{m} K_i = \sum_{i=1}^{m} \left(\int_0^{T_1} P_{\mathrm{el},i} k_{\mathrm{el}} \mathrm{d}t + \int_0^{T_2} P_{\mathrm{el},i} k_{\mathrm{e2}} \mathrm{d}t \right) = \min \quad \mathrm{kWh/dobę}. \qquad (27)$$

[14)] W przypadku gdy istnieje możliwość korzystania z energii o różnych cenach w ciągu doby, uzyskanie najmniejszych kosztów energii nie musi być równoznaczne z najmniejszym jej zużyciem; praca przy $K_{ed} = \min$ jest jednak korzystna z punktu widzenia bilansu energetycznego kraju, ze względu na zmniejszone zapotrzebowanie na energię elektryczną w szczycie energetycznym.

W dokładniejszych obliczeniach można uwzględnić różnice kosztów jednostkowych także w różnych dniach tygodnia, a nawet w różnych sezonach, rozciągających optymalizację na okresy dłuższe niż jedna doba.

Równania (26), (27) są funkcjami celu w optymalizacji, w której ograniczeniami są warunki (23)÷(25). Nazwano ją tutaj optymalizacją pierwszego rodzaju.

W przypadku instalacji drugiego rodzaju można oczekiwać, że osiągalna jest eksploatacja pomp optymalna równocześnie pod względem zużycia energii jak i jej kosztów. W rezultacie odpowiednio regulowane silniki napędowe wszystkich m zainstalowanych pomp pobiorą z sieci elektrycznej najmniejszą ilość energii i jednocześnie koszt tej energii będzie najmniejszy.

Ze względu na odmienne warunki pracy (w obiekcie PI wydajnością pomp można sterować dość dowolnie, podczas gdy w obiekcie PII lub PIV jest ona narzucona zewnętrznie) sposoby optymalnej eksploatacji będą różne.

W istniejącej pompowni rodzaju PII lub obiektu PIV nie jest możliwa optymalizacja według funkcji celu określonej zależności (26). Jest natomiast możliwa optymalizacja drugiego rodzaju polegająca na takim prowadzeniu regulacji parametrów pracy poszczególnych pomp, aby całkowite chwilowe zużycie energii, pobieranej z sieci, było jak najmniejsze. Jest to równoznaczne z minimalizacją łącznych chwilowych mocy pobieranych z sieci przez m pracujących pomp

$$\sum_{i=1}^{m} P_{\mathrm{el},i} = \min \quad \text{kW} \tag{28}$$

przy ograniczeniu równościowym

$$\sum_{i=1}^{m} Q_i = Q_s(t) \tag{29}$$

i nierównościowym (24).

Z równań (28), (29) może na przykład wynikać, że przy odpowiednio zmniejszonym zapotrzebowaniu Q_s korzystniejsze będzie wyłączenie niektórych pomp i praca $k < m$ pomp niż praca wszystkich m pomp z bardzo obniżonymi prędkościami obrotowymi.

Dla pompowni dopiero projektowanej, problem minimalizowania kosztów eksploatacji należy, podobne jak dla pompowni PI, rozpatrywać łącznie z optymalnym doborem pomp do instalacji. Optymalizację, według zależności (28), będzie można prowadzić po wybudowaniu tej instalacji.

Jeden z dwóch możliwych algorytmów optymalnej energetycznie, bieżącej regulacji wydajności obiektów pompowych rodzajów PII i PIV, przedstawiono w [21]. Jest on oparty na zależnościach (28), (29), (24) uzupełnionych wzorami (19)÷(21) oraz podaną w [19] empiryczną zależ-nością

$$\eta_2 = \eta_1 (\eta_2 / \eta_1)^{0,09} \tag{30}$$

przedstawiającą zmiany sprawności w dowolnym punkcie pracy pompy, poruszającym się po

paraboli (22) podczas zmian prędkości obrotowej. Powinien on być stosowany raczej do dużych obiektów, z pompami o mocach $P_{s,i} \geq$ ok. 75 kW.

Inny algorytm, przeznaczony dla stosunkowo niewielkich pompowni wodociągowych podano w [42]. Wykorzystuje on dostępne pagórki sprawności pomp odśrodkowych postulując pracę z najwyższymi ich sprawnościami, możliwymi do osiągnięcia przy różnych prędkościach obrotowych.

Komputerowe obliczenia symulacyjne pokazały, ze zastosowanie omówionych metod optymalnego sterowania dla obiektu PI i optymalnej bieżącej regulacji dla obiektów PII, PIV może przynieść dodatkowe, znaczne oszczędności energii elektrycznej, niezależnie od oszczędności uzyskanych w wyniku optymalnego doboru pomp do instalacji. (por. p. 7.5, 7.6).

Żaden z przedstawionych wyżej sposobów bieżącej, optymalnej regulacji (PII, PIV) oraz sterowania (PI) nie został jeszcze jednak zastosowany w praktyce, choć dość poważnie są zaawansowane prace nad wprowadzeniem jednego z nich w dużej elektrociepłowni. Wdrożenie takiego sposobu zwłaszcza w eksploatacji dużych pompowni wodociągowych i ciepłowniczych jest ważnym zadaniem na najbliższe lata.

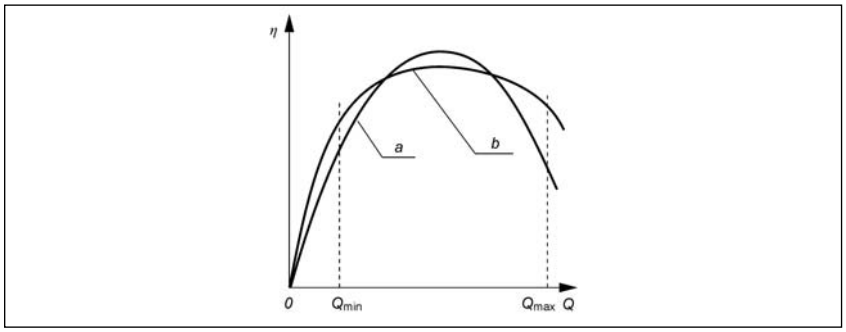
Praktyczne wykorzystanie metod optymalnej regulacji/sterowania możliwe jest tylko pod warunkiem komputerowej ich realizacji. Wymaga to posiadania odpowiednich profesjonalnych programów, dostosowanych do możliwości zainstalowania i efektywnego stosowania ich przez personel inżynieryjno techniczny o najczęściej spotykanych kwalifikacjach. W pełni realne jest rozszerzenie omówionych metod na zagadnienie globalnej optymalizacji pracy grupy kilku połączonych obiektów rodzajów PI i PII.

5. Instalacje pompowe efektywne i nieefektywne energetycznie

5.1. Stosowane wskaźniki efektywności energetycznej i ekonomicznej

5.1.1. Sprawność pompy, zespołu pompowego oraz grupy zespołów pompowych

Wystarczającym wskaźnikiem jakości (efektywności) energetycznej pojedynczej pompy jest jej



Rys.19 Stroma (a) i płaska (b) charakterystyka sprawności pompy

sprawność maksymalna η_{max} . W przypadku pracy pompy w bardzo szerokim zakresie wydajności Q_{min} ... Q_{max} ważny może być też kształt charakterystyki $\eta(Q)$ (stroma lub płaska – Rys.19), zależny od wartości wyróżnika szybkobieżności η_q [19].

Przydatna może okazać się wówczas sprawność uśredniona η_{sr} dla wybranego okresu czasu o długości T, np. miesiąca lub roku

$$\eta_{sr} = \frac{1}{\frac{\tau_1}{\eta_1} + \frac{\tau_2}{\eta_2} + \ldots \frac{\tau_n}{\eta_n}} \tag{31}$$

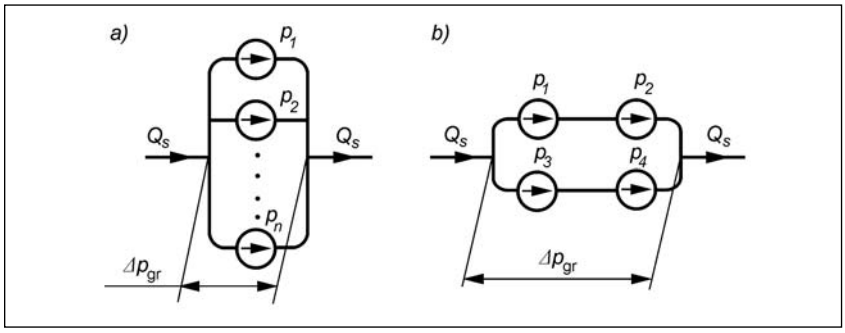
gdzie $\tau_1 = \Delta t_i / T$ jest względnym czasem pracy pompy z wydajnością Q_i .

Po uprzednim sporządzeniu przewidywanego uporządkowanego wykresu wydajności $Q(t)$ pompy (na podstawie Rys.13) i obliczeniu η_{sr} wg (31) może się okazać, że pompa o płaskiej charakterystyce $\eta(Q)$ będzie miała większą sprawność średnią niż pompa o nawet wyższej sprawności η_{max}, ale o stromej charakterystyce $\eta(Q)$ (Rys.19).

Do oceny całego zespołu pompowego bardziej miarodajna jest sprawność η_z zespołu

$$\eta_z = \eta \eta_{ur} \eta_s = \frac{P_u}{P_{el}} = \frac{\rho g Q H}{P_{el}} \tag{32}$$

gdzie η_s jest sprawnością silnika napędowego, zaś η_z sprawnością układu regulacji zmiennoobrotowej (przetwornicy częstotliwości, sprzęgła hydrokinetycznego itp.). Również w tym przypadku można posłużyć się sprawnością średnią η_{zsr}, zdefiniowaną wzorem analogicznym do wzoru (31). Sprawność η_z jest jedynym racjonalnym wskaźnikiem dla pompy monoblokowej, której wirnik jest umieszczony na wydłużonym wale silnika.



Rys.20. Grupa zespołów pompowych połączonych równolegle (a) i szeregowo-równolegle (b)

Dla grupy zespołów pompowych (Rys. 20), zwłaszcza różnej wielkości, właściwym miernikiem oceny będzie całkowita sprawność grupy, zdefiniowana zależnością

$$\eta_{gr} = \frac{P_u}{\sum_{i=1}^{m} P_{el,i}} \tag{33}$$

gdzie (por. wzór 7)

$$P_u = \rho g Q_s H_{gr} = Q_s \Delta p_{gr} \tag{34}$$

$$P_{el,i} = \left(\frac{\rho g Q H}{\eta \eta_{ur} \eta_s}\right)_i = \left(\frac{\rho g Q H}{\eta_z}\right)_i \qquad (35)$$

Wszystkie wielkości w powyższych i dalszych wzorach powinny być wyrażone w głównych jednostkach układu SI.

Jak wynika z wzorów (33)....(35) i z Rys.20 sprawność η_{gr} będzie obciążona stratami ciśnienia w krótkich odcinkach rurociągów łączących poszczególne pompy oraz ewentualnymi stratami dławienia w zaworach umieszczonych tuż za każdą z pomp. W przypadkach bardziej złożonych instalacji i znacznych odległościach poszczególnych pomp wzór (33) nie będzie już wyrażał sprawności grupy pomp lecz całej instalacji (p.5.1.4).

5.1.2. Jednostkowe zużycie energii

Wskaźniki oceny energetycznej oparte na sprawnościach są dogodne w zastosowaniu do pomp i instalacji pracujących w zasadzie w sposób ciągły. Nie bardzo natomiast nadają się do oceny zespołów pompowych pracujących w sposób przerywany, a więc zestawów hydroforowych, pomp w małych i średnich przepompowniach ścieków cyklicznie załączanych i wyłączanych zależnie od zmiennego poziomu ścieków itp. W takich przypadkach lepszym wskaźnikiem będzie jednostkowe zużycie energii.

Często stosowaną miarą energochłonności jest zużycie energii na przetłoczenie 1m^3 cieczy; można je zdefiniować wzorem

$$e_1 = \frac{\Sigma E}{\Sigma Q_s} \qquad \text{[kWh/m3]} \qquad (36)$$

gdzie ΣQ_s – łączna ilość cieczy przetłoczonej przez obiekt pompowy w czasie T,
ΣE – łączna ilość energii zużyta do przetłoczenia ΣQ_s cieczy.

Uogólniając pojęcie sprawności chwilowej η_c, zdefiniowanej dalej wzorem (41), na średnią sprawność η_{csr} w okresie T, w którym średnia wysokość ciśnienia dyspozycyjnego wynosi ΔH_{ssr} oraz uwzględniając, iż wówczas

$$\sum_i E = \sum_i \int_0^T P_{el,i}\,dt = \rho g \sum_i Q_s \Delta H_{ssr} / \eta_{csr}$$

zależność (36) można przekształcić do postaci

$$e_1 = \rho g \frac{\Delta H_{ssr}}{\eta_{csr}} \qquad (37)$$

Wartość e_1 silnie zależy, jak widać, od wysokości różnicy ciśnień na przyłączach obiektu (inaczej: wysokości podnoszenia układu zasilanego przez obiekt pompowy). Wynika stąd, że wielkość e_1 nie jest wskaźnikiem miarodajnym: przy niewielkich oporach ΔH_s odbiornika (np. sieci miejskiej) wartość e_1 może być niewielka, nawet przy niskiej sprawności η_{csr}; z kolei przy dużym ΔH_s, wynikłym z dużej wartości H_z (Rys.4) dla niektórych tranzytowych przepompowni wodociągowych i ciepłowniczych, jednostkowe zużycie e_1 może być duże nawet przy wysokiej sprawności η_{csr}.

Podobnie jest w przypadku urządzeń hydroforowych, dla których wskaźnik e_1 będzie zależał od nastawionych wartości ciśnień załączenia i wyłączenia. Przyjęta, przez projektanta układu lub użytkownika, zbyt duża różnica tych ciśnień spowoduje otrzymanie zbyt dużej wartości e_1, niesłusznie obciążającej zestaw hydroforowy dobrej jakości.

Wskaźnik e_1 może być więc przydatny do kontroli tendencji zmian energochłonności tego samego obiektu, natomiast nie powinno się go stosować przy porównywaniu różnych obiektów pompowych.

Odnosząc zużycie energii również do wysokości podnoszenia układu $H_{uk}=\Delta H_{ssr}$ otrzyma się inny wskaźnik energochłonności dla okresu T:

$$e_2 = \frac{\Sigma E}{\Delta H_{ssr} \Sigma Q_s} = \frac{e_1}{\Delta H_{ssr}} \quad [\text{kWh(m·m}^3)] \qquad (38)$$

Postępując podobnie jak poprzednio można wskaźnik (38) napisać w postaci

$$e_2 = \frac{\rho g}{\eta_{csr}} = \frac{const}{\eta_{csr}} \qquad (39)$$

Z wzoru (39) wynika, że dla pompowni wskaźnik e_2 jest wielkością równie miarodajną, jak zdefiniowana dalej (p.5.1.4) sprawność η_{csr}; ponieważ jednak łatwiej jest ocenić poziom wartości η_{csr} niż e_2, więc często dogodniejsza w praktyce może być właśnie sprawność η_{csr}. Dla zestawów hydroforowych i innych obiektów pracujących w sposób przerywany lepszym miernikiem będzie jednak z pewnością wskaźnik e_2.

5.1.3. Jednostkowy koszt pracy obiektu

W przypadku zmiennych w ciągu doby lub w ciągu tygodnia jednostkowych kosztów energii k_{e1}, $k_{e1 \ldots} k_{ei}$, racjonalnym wskaźnikiem globalnym oceny danej pompowni/instalacji może być jednostkowy koszt pracy obiektu. Analogicznie do e_2 można go zdefiniować, na podstawie łącznego kosztu K_e energii elektrycznej zużytej w okresie T, jako

$$k_j = \frac{K}{\Delta H_{ssr} \Sigma Q_s} = \frac{\sum_i (E_i \cdot k_{ei})}{\Delta H_{ssr} \Sigma Q_s} \quad [\text{zł/(m·m}^3)] \qquad (40)$$

gdzie E_i [kWh] jest łączną ilością zużytej energii o koszcie jednostkowym k_{ei} [zł/kWh].

Jest to wskaźnik równie łatwy do oszacowania jak e_2, ale trudniej porównywalny dla różnych obiektów; stosowany zaś dla tego samego obiektu wymaga posługiwania się cenami stałymi lub innego uwzględnienia zmian kosztów energii postępujących w czasie.

5.1.4. Sprawność procesu przetłaczania cieczy w instalacji

W przypadkach wielu układów pompowych (por. np. rys. 23 25), z zespołami o nawet dobrych sprawnościach, energochłonność liczona dla całej instalacji jest wysoka i trudna do oceny. Dotyczy to m. in. ciepłowni miejskich (komunalnych), elektrociepłowni, złożonych instalacji przemysłowych. W takich przypadkach racjonalnym miernikiem oceny energochłonności obiektu jest

całkowita sprawność η_c procesu przetłaczania (transportu) wody w instalacji. Jest ona zdefiniowana [19] wzorem analogicznym do (33):

$$\eta_c = \frac{P_u}{\sum_{i=1}^{m} P_{el,i}} \tag{41}$$

przy czym teraz

$$P_u = \rho g Q_s \Delta H_s \tag{42}$$

gdzie: P_u – moc hydrauliczna użytecznie przekazana w pompowni/instalacji cieczy wypływającej w ilości Q_s do miejskiej sieci wodociągowej, ciepłowniczej, rurociągów tranzytowych itp., ΔH_s wysokość odpowiadająca różnicy ciśnień na wyjściu (p_2) i wejściu (p_1) obiektu pompowego;
$P_{el,i}$ – wg wzoru (35).

Należy podkreślić, że sprawność zdefiniowana wzorem (41) dotyczy całej instalacji pompowej, łącznie z zespołami pompowymi, jest więc obarczona zarówno stratami w tych zespołach jak i w rurociągach oraz takich urządzeniach, jak wymienniki, kotły wodne itp.

W złożonych systemach, których częścią jest obiekt pompowy, sprawność η_c dotyczy tego właśnie obiektu, podczas gdy sprawność całego systemu, a więc np. zamkniętego układu: ciepłownia miejska + miejska sieć ciepłownicza, może być równa 0 (cała energia dostarczona przez pompy jest zużyta na pokonanie oporów przepływu w systemie).

W przypadku typowej pompowni, np. wodociągowej, o prostym układzie rurociągów wewnętrznych, jej sprawność η_c można oszacować także z zależności

$$\eta_c = \eta_{gr}(1 - \zeta_h) \tag{43}$$

gdzie $\zeta_h = \Delta p_{str}/\Delta p_s$ jest współczynnikiem strat hydraulicznych w rurociągach wewnętrznych. Straty ciśnienia $\Delta p_{str} = \rho g \Delta h_{str}$ można oszacować z wzoru (45), wyznaczając λ np. wg [19].

Sprawność η_c jest wygodnym miernikiem oceny instalacji, ze względu na łatwość pomiaru definiujących ją wielkości oraz ściśle określony zakres możliwych wartości $0 < \eta_c < 1$.

Oczekiwaną wartość η_c , z którą porównuje się wartość rzeczywistą, należy ocenić dla każdego konkretnego przypadku. Tak np. dla typowej pompowni wodociągowej przy średnich sprawnościach pomp $\eta \cong 0{,}74$ i silników $\eta_s \cong 0{,}93$ oraz stratach hydraulicznych w rurociągach w obrębie pompowni $\zeta_h \cong 0{,}05$ powinno być $\eta`_c \cong \eta\eta_s(1 - \zeta_h) = 0{,}65$; wstępnie wyznaczona wartość rzeczywista $\eta_c \cong 0{,}50$ byłoby więc sygnałem o nadmiernych stratach.

Trudniej ocenić oczekiwaną wartość η_c dla ciepłowni, ze względu na straty hydrauliczne w kotłach wodnych oraz całej dość rozbudowanej instalacji.

Ogólnie można przyjąć, że dla pompowni (przepompowni) wodociągowych, ciepłowniczych i kanalizacyjnych powinno być $\eta_c \geq$ ok. 0,6 zaś dla instalacji wody sieciowej w ciepłowniach

$\eta_c \geq$ ok. 0,3(0,4). Niższe wartości powinny być sygnałem o koniecznej modernizacji pomp i/lub instalacji.

Podsumowując można stwierdzić, że:

a. Na wskaźnik energochłonności całej instalacji wpływają zarówno zespoły pompowe jak i rurociągi (sieć rurociągów). Jeśli więc przedmiotem oceny ma być sam zespół pompowy, grupa pomp lub zestaw hydroforowy, to z oceny tej należy wyeliminować wpływ pozostałych elementów instalacji pompowej.

b. Wygodnym wskaźnikiem oceny wielu obiektów i instalacji pompowych jest sprawność procesu przetłaczania cieczy, chwilowa η_c lub uśredniona η_{csr} dla przyjętego okresu T. Nie mając nawet żadnej bazy porównawczej łatwo ocenić poziom jej wartości (np. 15% – z pewnością bardzo niska, zaś 80% bardzo wysoka). Zbyt niskie wartości η_c lub η_{csr} są dostatecznym powodem do wykonania bardziej szczegółowych analiz, których konsekwencją będzie modernizacja pomp i/lub instalacji hydraulicznej, z ewentualną zmianą struktury obiektu.

c. Wskaźniki energochłonności oparte na sprawnościach nadają się do oceny pomp i instalacji pracujących w sposób ciągły. Nie nadają się natomiast do oceny obiektów pracujących z zasady w sposób przerywany, takich jak np. zestawy hydroforowe. W takich przypadkach należy posłużyć się jednostkowym zużyciem energii lub jednostkowym kosztem pracy obiektu.

d. Z dwóch stosowanych wskaźników jednostkowego zużycia energii, tj. e_1 [kWh/m^3] i e_2 [kWh/ /m·m^3] bardziej obiektywny jest ten drugi, ponieważ uwzględnia różne, zewnętrznie narzucone wartości wysokości podnoszenia H_{uk} układu pompowego – bardzo różne dla różnych instalacji.

e. Jednostkowy koszt k_j pracy obiektu pompowego jest wartością trudniej uchwytną i porównywalną, niż sprawność η_c ; tak np. wartość 0,20 zł /(m·m^3) niewiele mówi, jeśli nie odniesie się jej do konkretnej instalacji. Natomiast bardzo poglądowe i pouczające jest porównywanie zmian tej wielkości, zwłaszcza w wyniku modernizacji obiektu czy choćby doskonalenia jego eksploatacji. Wykazanie, że w wyniku określonych przedsięwzięć koszt jednostkowy zmalał np. z 0,20 zł/(m·m^3) do 0,12 zł/(m·m^3) jest bardzo wymowne, zwłaszcza dla decydentów.

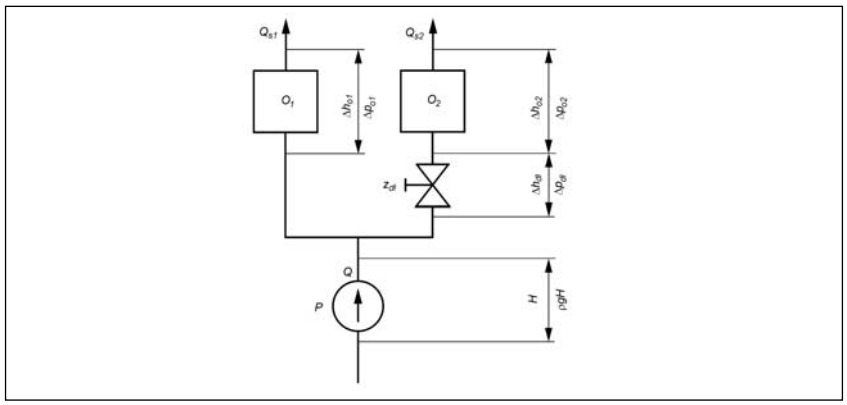
f. Niski wskaźnik energochłonności jest bardzo ważną cechą obiektu pompowego, choć nie świadczy jeszcze o jego wyższości nad innym obiektem. W pewnych przypadkach ważne, mogą być też inne cechy obiektu lub systemu, którego częścią składową jest obiekt pompowy.

5.2. Źródła strat energii w instalacji pompowej

Różne możliwe przyczyny strat niepotrzebnych w obiektach pompowych podano w podrozdz. 2.2. Oprócz strat w samych zespołach pompowych jak również strat wynikłych z zastosowanego systemu regulacji, głównymi źródłami strat energii w instalacji pompowej są:
- niewłaściwy dobór pomp do instalacji,
- nieracjonalna filozofia (koncepcja) instalacji pompowej,
- niepoprawne hydraulicznie rozwiązanie instalacji,
- negatywne skutki wieloletniego użytkowania instalacji bez żadnych działań modernizacyjnych.

Niewłaściwy dobór pomp

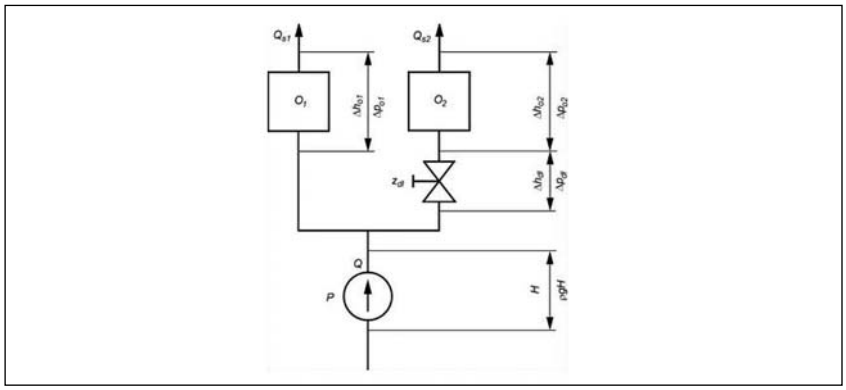
Przykłady niewłaściwego doboru pomp przedstawiono na Rys. 5b,c. Jego skutkiem jest konieczność dławienia przepływu i związane z tym straty energii. Pokazano to schematycznie na Rys. 21. W przypadku pompy dobrze dobranej do instalacji zawór z_{dl} w przeważającej części czasu pracy powinien być całkowicie otwarty. Zdarza się niestety, że straty dławienia przekraczają niekiedy połowę energii pobranej z sieci przez silnik elektryczny.



Rys.21. Dławienie przepływu zaworem z_{dl} w przypadku pompy p źle dobranej do wymagań odbiornika 0 $(H>h_0)$

Nieracjonalna koncepcja instalacji

Typową instalację pompową o nieracjonalnej koncepcji pokazano schematycznie na Rys. 22. W najprostszym przypadku jedna pompa p tłoczy ciecz równolegle do dwóch odbiorników, z których jeden (0_1) ma znacznie większe opory przepływu, niż drugi (0_2). Jeśli oba odbierane strumienie mają być jednakowe: $Q_{s1} \cong Q_{s2} \cong Q/2$, to przepływ przed odbiornikiem 0_2 musi być dławiony zaworem z_{dl}, aby uzyskać równość $\Delta p_{01} \cong \Delta p_{01}+\Delta p_{dl}$. Skutkiem mogą być niepotrzebne, znaczne straty energii. Rzeczywiste przykłady takich układów przedstawiono w podrozdz. 5.3.



Rys.22. Dławienie części przepływu zaworem z_d w przypadku niewłaściwej filozofii instalacji ($\Delta p_{02} << \Delta p_{01}$)

Niepoprawne hydraulicznie rozwiązanie i wykonanie instalacji

Pomimo racjonalnej koncepcji i poprawnego doboru pomp, w instalacji mogą być generowane straty spowodowane jej niewłaściwym rozwiązaniem projektowym. Źródłami strat hydraulicznych są przede wszystkim:

• zbyt duże prędkości przepływu w całej instalacji lub jej części, spowodowane zbyt małymi średnicami rurociągów,
• zbyt duża liczba lokalnych oporów hydraulicznych, takich jak: zawory, zwężki i dyfuzory, kryzy pomiarowe, kolana itp.,
• niewłaściwie ukształtowane elementy wymienione powyżej (zbyt krótkie dyfuzory, kolana o zbyt małych promieniach, źle zaprojektowane trójniki itp.),
• niepotrzebnie skomplikowana konfiguracja przestrzenna rurociągów, z dużą liczbą kolan, gięć przestrzennych i zbyt długimi wskutek tego rurociągami,
• zbyt duże opory przepływu zastosowanych elementów (np. całkowicie otwartych zaworów, filtrów, odmulaczy itp.),
• błędy montażu rurociągów, w szczególności źle ułożone uszczelki w połączeniach kołnierzowych, wchodzące w „światło" przekroju przepływowego.

Schemat układu rurociągów powinien być jak najprostszy, o możliwie krótkich i racjonalnie ukształtowanych przewodach rurowych i z jak najmniejszą liczbą elementów powiększających opory przepływu.

Negatywne skutki wieloletniego użytkowania

Podstawową przyczyną strat, rosnących w miarę użytkowania jest pogarszający się stan techniczny rurociągów: powiększanie się chropowatości ścianek wskutek korozji, a przede wszystkim – zarastanie rurociągów do wody (odkładanie się kamienia kotłowego) i niektórych roztworów. Jak pokazano dalej w p.6.2.2, zmniejszenie średnicy rurociągu w stosunku $\alpha = d`/d$ spowoduje wzrost łącznych strat przepływu w przybliżeniu $1/\alpha^{4,5}$ razy. Tak na przykład, zmniejszenie wskutek zarośnięcia średnicy z $d$ =100 mm do $d`$= 90 mm spowoduje wzrost strat przepływu, a więc wzrost spadku ciśnienia w rurociągu, o ok. 60% przy tej samej wydajności. Takie same skutki spowoduje oczywiście zarastanie wymienników i innych elementów instalacji.

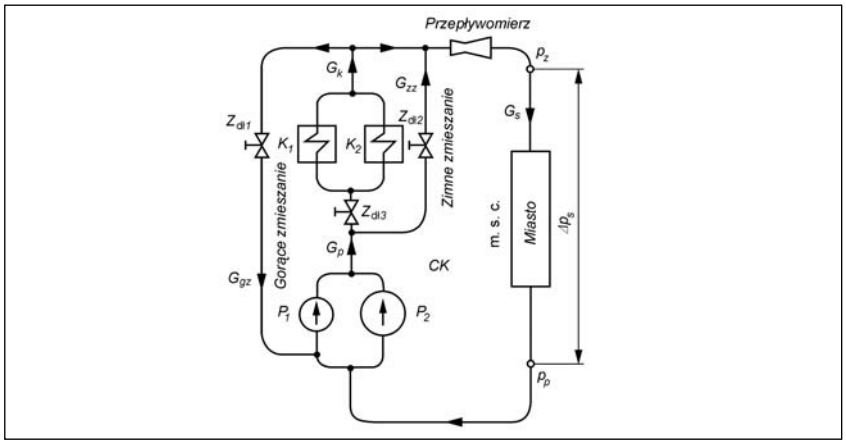
Inną często spotykaną przyczyną strat jest postępująca w czasie zmiana warunków brzegowych, np. systematyczne zmniejszanie się zapotrzebowania na wodę pitną lub ciepło w większości aglomeracji. Brak reakcji na te zmiany, w postaci działań poprawiających dostosowanie parametrów pomp, powoduje konieczność zmniejszenia wydajności obiektu pompowego przez dławienie przepływu i ewidentne straty energii (por. podrozdz. 4.2).

5.3. Przykłady strat w instalacjach, powstałych poza zespołami pompowymi

Przykład 3.

W ciepłowni komunalnej (miasto ok. 50 tys. mieszkańców) zainstalowano 5 pomp wielostop-

niowych: 2 pompy 20W39 ($Q=320\ m^3/h,\ H_{znam}=160\ m,\ P_s=250\ kW$) i 3 pompy W24P ($Q=650\ m^3/h,\ H_{znam}=160\ m,\ P_s=500\ kW$). Wszystkie pompy regulowane są dławieniowo.



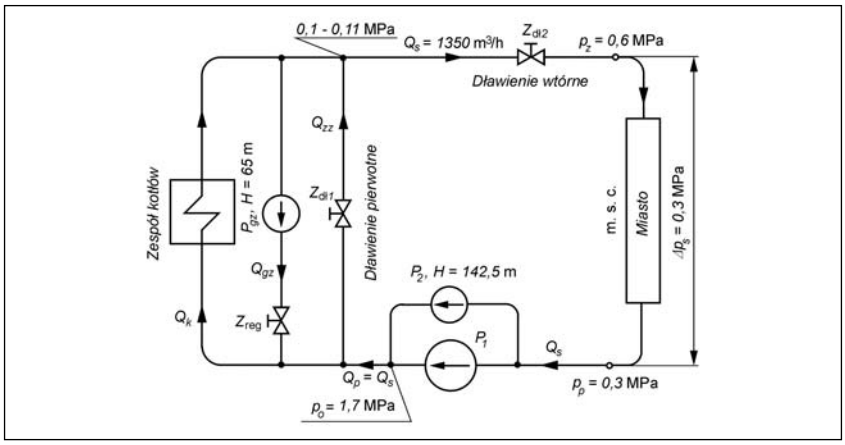
Rys.23. Uproszczony schemat hydrauliczny ciepłowni komunalnej w mieście liczącym 51 tys. mieszkańców

Na Rys. 23 pokazano uproszczony schemat hydrauliczny ciepłowni, na którym umieszczono tylko najważniejsze elementy: kotły $K1,\ K2$, pracujące równocześnie pompy $p1,\ p2$ oraz zawory dławiące z_{dl} . W analizowanym okresie (I kwartał roku) średnia dobowa wydajność ciepłowni wynosiła $G_s = pQ_s = 930\ t/h$ przy średnim spadku ciśnienia w miejskiej sieci ciepłowniczej (m.s.c.) $\Delta p_s = 0{,}39$MPa. Średnia wydajność pomp wynosiła $G_p \cong 1260\ t/h$,zaś łączny pobór mocy przez silniki pracujących pomp $\Sigma P_{el} \cong 705$ kW. Przyjmując średnią temperaturę wody $t_{sr} \cong 0{,}5(t_z+t_p) = 60^o$, której odpowiada gęstość $\rho_{sr} = 983$ kg/m^3, można z (42) wyznaczyć efektywną moc hydrauliczną (użyteczną) strumienia wody sieciowej na wyjściu z ciepłowni: $P_u = 930 \cdot 0{,}39 \cdot 10^6/(3600 \cdot 983) \cong 0{,}1025 \cdot 10^6W=102{,}5$kW. Stąd z (41) $\eta_c = 102{,}5/705 = 0{,}145$. Taka wartość η_c oznacza, że tylko 14,5% całej pobranej z sieci energii elektrycznej zużywane jest na przetłoczenie wody przez m.s.c., natomiast aż 85,5% tracone jest wewnątrz ciepłowni. Straty są głównie wynikiem dwóch obiegów pomocniczych. W obiegu tzw. gorącego o zmieszania z kotłów płynie, z powrotem do pomp, strumień gorącej wody G_{gz} po to, aby temperaturę wody przed kotłem podnieść do wartości wyższej od wartości temperatury rosy. W obiegu zimnego zmieszania płynie strumień G_{zz} o temperaturze powrotu t_p po to, aby obniżyć temperaturę wody za kotłem do wymaganej przez m.s.c. wartości, wynikającej z tzw. wykresu regulacyjnego ciepłowni. Pompy p_1, p_2 powodują wzrost ciśnienia wody o $\Delta p = 1{,}42$ MPa, podczas gdy w obiegu zimnego zmieszania potrzebna jest różnica ciśnień $\Delta p_{zz} \cong 0{,}42$–$0{,}45$ MPa, zaś w obiegu gorącego zmieszania $\Delta p_{gz} \cong 0{,}57$ MPa. Nadwyżki ciśnień muszą więc być dławione w zaworach i kryzach dławiących. Dodatkowe straty wynikają z dławienia wody przed kotłem, ponieważ pompy wytwarzają ciśnienie o ok. 0,23 MPa wyższe od potrzebnego. Stosunkowo proste zabiegi modernizacyjne, pozwalające dwukrotnie zwiększyć wartość η_c , podano w podrozdz. 6.2; dokończenie przykładu 3 w p.6.2.1.

Niżej przedstawiono analogiczny przykład 4, dotyczący zupełnie innej ciepłowni miejskiej.

Przykład 4

W sezonie grzewczym z ciepłowni miejskiej do m.s.c., w mieście liczącym 62 tys. mieszkańców, płynie $Q_s \cong 1350$ m³/h gorącej wody. W ciepłowni pracują równolegle dwie pompy sieciowe: p_1 (W24P – $Q_{znam} = 800$ m³/h, $H_{znam} = 140$ m) i p_2 (20W39 – $Q_{znam} = 550$ m³/h, $H_{znam} = 150$ m) oraz pompa p_{gz} ($Q_{znam} = 450$ m³/h, $H_{znam} = 70$ m) w obiegu gorącego zmieszania (Rys. 24).



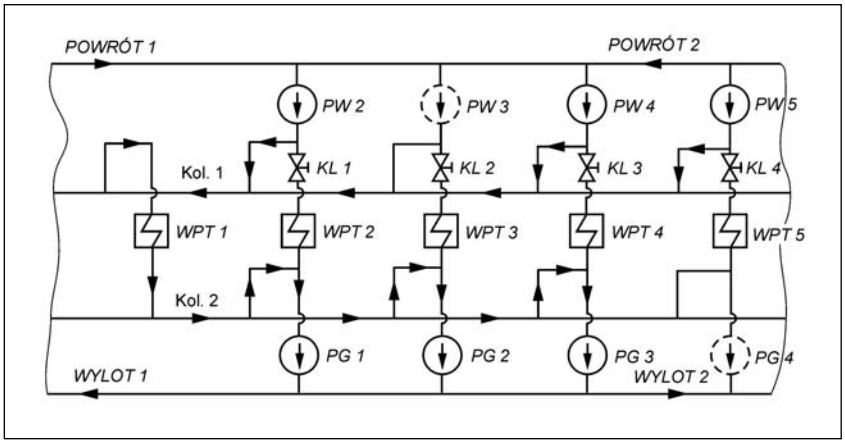
Rys.24. Uproszczony schemat hydrauliczny ciepłowni komunalnej w mieście liczącym 62 tys. mieszkańców

Wszystkie pompy regulowane są dławieniowo. Znaczne straty energii powstają w obiegu zimnego zmieszania, w którym woda w ilości $Q_{zz} \leq 1100$ m³/h jest dławiona od ciśnienia $p_o = 1{,}7$ MPa do $p_p = 0{,}6$ MPa, a więc aż o 1,1 MPa, podczas gdy spadek ciśnienia w m.s.c. wynosi zaledwie $\Delta p_s = p_z - p_p = 0{,}6 - 0{,}3 = 0{,}3$ MPa. W podobny sposób, jak w przykładzie 3, można oszacować: $P_u \cong 112{,}5$ kW, $\Sigma P_{el} \cong (P_1 + P_2 + P_m) / 0{,}93 = 819{,}5$ kW, a stąd $\eta_c = 0{,}137$, a więc jeszcze nieco mniej, niż poprzednio.

Również w kilku innych ciepłowniach, w których funkcjonowały tradycyjne obiegi zimnego zmieszania, szacunkowe sprawności wynosiły (lub jeszcze nadal wynoszą) $\eta_c \cong 0{,}13 - 0{,}15$. Był to skutek powszechnie przyjętej koncepcji rozwiązań wewnętrznej instalacji wody sieciowej. Dokończenie przykładu 4 w p.6.2.1.

Przykład 5

W obiegu wewnętrznym wody sieciowej w dużej elektrociepłowni zainstalowanych było łącznie 12 dużych pomp sieciowych w układzie kolektorowym, którego fragment przedstawiono schematycznie na Rys.25. Pokazano na nim tylko 4 pompy wstępne PW, 3 pompy główne PG, wymienniki podturbinowe WPT oraz klapy regulacyjne Kl, pomijając inne elementy złożonego układu hydraulicznego. Jako pompy wstępne zastosowano pompy dwustrumieniowe 40B75 i 40 B80 ($Q_{znam} = 3050$ m³/h, $H_{znam} = 80$ m, $P_s = 920$ kW), zaś jako główne – również pompy dwustrumieniowe 40B61 ($Q_{znam} = 3000 - 3050$ m³/h, $H_{znam} = 100 - 120$ m, $P_s = 1250$ kW). Zakres zmienności strumienia wody sieciowej: $Q_s \cong 6000 - 12000$ m³/h (zależnie od okresu w sezonie



Rys.25. Fragment wewnętrznej instalacji wody sieciowej, typu kolektorowego, w dużej elektrociepłowni ($Q_s \leq 12000 m^3/h$)

grzewczym), ciśnienie dyspozycyjne: $\Delta p_s = p_z - p_p$ = 0,8 MPa ($\Delta H_s \cong 85$ m). Jedna z pomp głównych była regulowana za pośrednictwem sprzęgła hydrokinetycznego, pozostałe były regulowane dławieniowo. Pracowały na ogół 3 pompy wstępne, zasilając 5 wymienników podturbinowych WPT, oraz 3 pompy główne. Wymagało to odpowiedniego sterowania strumieni cieczy przepływających przez poszczególne wymienniki, za pomocą klap Kl. Taki sposób zasilania wymienników wynika z faktu, że okresowo pracują grupy trzech różnych pomp PW (spośród sześciu, zainstalowanych w dość znacznych odległościach od siebie), zasilając 5 wymienników WPT. Powoduje to duże straty dławienia w klapach regulacyjnych. Jak wynikało z pomiarów, wykonanych w elektrociepłowni, straty dławienia w poszczególnych klapach sięgały $\Delta h_{dl} =$ 40(50) m, zaś moc tracona wskutek dławienia sięgała nawet połowy mocy rozwijanej przez silniki $P_s =$ 920 kW. Straty energii spowodowane dławieniem oszacowano na 6...7 mln kWh w ciągu jednego sezonu grzewczego. Prosty, częściowo zrealizowany sposób wydatnego zmniejszenia tych strat, wymaga zarówno poprawy doboru pomp PW jak również pewnej zmiany filozofii instalacji; przedstawiono go w p. 6.2.1 (dokończenie przykładu).

Inne przypadki, równocześnie niewłaściwej filozofii instalacji jak również parametrów pracy pomp nieodpowiednich do wymagań wynikłych ze zmiany warunków pracy obiektu, przedstawiono w podrozdz. 6.6.

Przykład 6

Przykład dotyczy dość szczególnego przypadku instalacji pomocniczych, do których strumień wody dostarcza pompa zasilająca, jakich ok. 190 jest zainstalowanych w blokach 200 MW krajowych elektrowni. Jest to strumień dodatkowy, gdyż główny strumień płynie oczywiście do kotła. W jednej z elektrowni pompy zasilające osiągały wysokości podnoszenia $H \cong 2200$ m, w związku z czym ciśnienie za pompami przekraczało 20 MPa. Jednak przed kotłem ciśnienie to było sztuczne obniżone do ok. 14 MPa za pomocą zaworów regulacyjnych, których stopień otwarcia wynosił zaledwie 45-50%. Spadek ciśnienia w zaworze $p_{dl} =$ 3,6 MPa przy łącznej wydajności obu współpracujących pomp $G_s =$ 600 t/h powodował straty energii $\Delta E =$ 6,8 mln

kWh/a dla jednego tylko bloku. Jednym powodem takiego stanu rzeczy była konieczność zapewnienia odpowiedniego ciśnienia, ok. 5 MPa, wody pobieranej z za drugiego stopnia pompy na wtryski regulacyjne temperatury do międzystopniowych przegrzewaczy pary. Przeniesienie miejsca poboru wody z 2-go na 3-ci stopień pompy (po jej zdemontowaniu i odpowiednim przestawieniu tzw. pierścieni stopniowych) pozwoliło wyeliminować tak znaczne straty energii. Pompy mogły pracować z odpowiednio obniżonymi prędkościami obrotowymi, co świadczy jednak o doborze zbyt dużego H; konsekwencją jego obniżenia są powiększone straty w sprzęgle hydrokinetycznym (powiększony poślizg). Oszacowano, że można by wówczas zmniejszyć wysokość podnoszenia pomp o 250-300 m, uzyskując oszczędności energii rzędu 4-4,5 mln kWh/a dla jednego bloku. Celowe wydaje się rozważenie likwidacji poboru wody regulacyjnej z pompy zasilającej i dostarczenia jej w inny sposób, np. przez odrębną pompę o odpowiedniej wydajności i wysokości podnoszenia. Poza wymienionymi wyżej oszczędnościami wpłynęłoby to korzystnie na warunki pracy i sprawność pompy zasilającej. Dostosowanie wartości H do wymagań kotła, przez wytoczenie łopatek wirników, pozwoliłoby uzyskać dalsze, znaczące oszczędności energii.

6. Modernizacje pomp i instalacji pompowych

6.1. Ogólne zasady przygotowania i wykonania modernizacji

Dokonanie zabiegów modernizacyjnych, których wynikiem ma być uzyskanie oszczędności energii, wymaga starannego przygotowania. Każdą decyzję dotyczącą modernizacji całego obiektu pompowego lub jego części, powinno poprzedzać rozpoznanie sytuacji, polegające na wykonaniu:

- pomiarów identyfikacyjnych zespołów pompowych oraz instalacji,
- oceny stanu technicznego i sprawności zespołów pompowych oraz całej instalacji,
- analizy możliwości poprawy sytuacji i opracowaniu wariantowych propozycji zmian,
- oszacowania przewidywanych oszczędności energii i wyznaczenia okresu zwrotu kosztów.

Zbiór niezbędnych działań w zakresie przygotowania i wykonania wszystkich praktycznie możliwych zabiegów modernizacyjnych zestawiono w tablicach 1 3. Następnie omówiono niektóre punkty tablic 1 i 2.

Tablica 1. Procedury pomiarowe

1	Wyznaczenie sprawności całkowitej η_c procesu transportu cieczy w obiekcie pompowym – wzory (41), (42) i (35)
2	Identyfikacja formalna pomp i rurociągów w obiekcie pompowym *1. Ustalenie parametrów znamionowych pomp i silników* *2. Ustalenie granicznych parametrów pracy pomp wg danych od wytwórcy/dostawcy* *3. Inwentaryzacja poszczególnych elementów układu rurociągów* *4. Zgromadzenie danych statystycznych dotyczących obiektu (zmienność wydajności Q_s i ciśnień Δps w czasie T_a eksploatacji w ciągu roku)*

3 Pomiary identyfikacyjne

1. Ustalenie zakresu pomiarów oraz miejsc (punktów) pomiarowych
2. Sprawdzenie oraz wzorcowanie i uzupełnienie aparatury pomiarowej
3. Wykonanie pomiarów identyfikacyjnych
4. Opracowanie wyników pomiarów w formie charakterystyk
5. Analiza wyników pomiarów i oszacowanie niepewności pomiarów

Ad 1. Sprawność η_c , zdefiniowaną wzorem (41) można i warto oszacować najpierw wstępnie, w prosty sposób. Moc P_u wg wzoru (42) można wyznaczyć korzystając z odczytów ze stacjonarnych przyrządów pomiarowych (Q_v, p_1, p_2), które są zainstalowane praktycznie w każdym obiekcie (CK, EC, przepompownia wodociągowa lub ciepłownicza) lub instalacji pompowej (np. w instalacji wody zasilającej w bloku El). Moce $P_{\mathrm{el},i}$, pobierane z sieci przez silniki wszystkich pomp, pracujących podczas dokonywania oceny, można oszacować korzystając z odczytów napięcia U [V] i prądu J [A] z przyrządów, znajdujących się w każdej szafie rozdzielczej i znanego wzoru $P_{\mathrm{el},i} = \sqrt{3}UJcos\phi$. Nawet wówczas, gdy stacjonarne przyrządy pomiarowe będą klasy przemysłowej (1,6), tak wyznaczona sprawność η_c będzie ważną wskazówką do wykonania lub zaniechania dalszych kroków.

Jeśli zostanie podjęta, m.in. na podstawie zbyt niskiej wartości η_c , decyzja o dokonaniu modernizacji lub przynajmniej przyprowadzeniu audytu energetycznego (tabl.1, p.2,3 oraz tabl.2), to η_c należy wyznaczyć dokładniej, korzystając z przenośnej aparatury o dostatecznie wysokich klasach (patrz omówienie punktu 3).

Ad 2.1. Zdarza się niekiedy, że w przypadku pomp 30-40-letnich ich tabliczki znamionowe są nieczytelne lub w ogóle ich nie ma, a wartości parametrów znamionowych, znajdujących się w wielokrotnie przepisywanych wykazach, budzą poważne wątpliwości. Można wówczas skorzystać z pomocy wytwórcy pomp, który takie informacje posiada; potrzebny jest tylko numer fabryczny pompy.

Ad 2.2. Ustalenie dla każdej pompy wartości Q_{min} i Q_{max} (por. p.3.2 i 3.4, wzór (9)); w przypadku regulacji zmiennoobrotowej – także n_{min} i n_{max} .

Ad 2.3. Identyfikacja geometryczna instalacji powinna obejmować ustalenie długości i średnic wewnętrznych poszczególnych elementów rurociągów, liczby, rodzaju i usytuowania oporów wewnętrznych (kolana, trójniki, zwężki, zasuwy, przepustnice, filtry itp.) oraz – w miarę możliwości – wartości lokalnych współczynników ζ_i strat hydraulicznych (dla zaworów mogą to być także wartości współczynników K_v, podawanych dość często obecnie w katalogach; mając K_v można oszacować ζ z zależności $\zeta \cong 16\ \mathrm{d}^4/ K_v^2$). Informacje te są niezbędne do obliczeniowego oszacowania charakterystyki hydraulicznej poszczególnych fragmentów instalacji, zaś konieczność ich zebrania wynika z faktu, że często spotyka się rozbieżności między rzeczywistym układem rurociągów a układem wynikającym z dokumentacji projektowej.

Ad 2.4. Dane te stanowi zespół następujących wielkości i informacji:
• natężenie przepływu w instalacji technologicznej lub w sieci zewnętrznej;

$Q_s = Q_{s\min}, \ldots, Q_{s\max}$,

- ciśnienie p_1, p_2 na wejściu i wyjściu obiektu (instalacji, sieci) i zakres jego zmian,
- charakterystyka przepływu w sieci zewnętrznej (np. ciepłowniczej, wodociągowej itp.)

$$\Delta H_s = \frac{\Delta p_s}{\rho g} = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} = f(Q_s) \qquad (44)$$

- inne wielkości i informacje, zależnie od rodzaju układu czy instalacji (np. rozporządzalna nadwyżka $NPSHA$, zakresy zmian strumieni gorącego i zimnego zmieszania w ciepłowniach, możliwy zakres zmian wydajności Q_s pompowni wodociągowej znajdujacej się między dużymi zbiornikami wyrównawczymi oraz liczba godzin pracy z poszczególnymi wydajnościami itp.).

Ad 3.3. Pomiary powinny być wykonane zgodnie z aktualnymi polskimi normami, dotyczącymi pomp o określonych zastosowaniach [19], przez doświadczony zespół, najlepiej z laboratorium mającego akredytację lub przynajmniej upoważnienie PCBC. Do pomiarów powinny być wykorzystane wzorcowane przyrządy pomiarowe o klasach dokładności nie gorszych niż 0,5 – w przypadku ciśnieniomierzy (przetworników ciśnienia) i watomierzy oraz 1,0 – w przypadku przepływomierzy. Natężenia przepływu najlepiej jest mierzyć nie inwazyjnymi przepływomierzami ultradźwiękowymi, ciśnienia zaś – cyfrowymi przetwornikami piezoelektrycznymi. Pożądane jest, aby przyrządy umożliwiały równoczesny pomiar i rejestrację wszystkich wielkości mierzonych. Bardzo ważne jest odpowiednie podłączenie ciśnieniomierzy, zgodne z Polską Normą PN-EN ISO 9906:2002 [38].

Ad 3.4. Wynikiem pomiarów powinny być możliwie dokładne, rzeczywiste charakterystyki:

- układu (instalacji) $H_{uk}(Q_s)$,
- poszczególnych pomp: $H(Q)$, $P(Q)$, $n(Q)$.

W celu ich otrzymania należy dokonać niezbędnych pomiarów ciśnień i natężeń przepływu w poszczególnych gałęziach rurociągów i dla poszczególnych pomp.

Pomiary poszczególnych charakterystyk pomp są niezbędne z powodu występujących często znacznych rozbieżności między parametrami znamionowymi pomp a parametrami rzeczywistymi, jakie można oszacować na podstawie wskazać zainstalowanych na pompach manometrów, wskazań przepływomierzy na wyjściu z obiektu oraz na podstawie wielu innych przesłanek (np. natężenia prądu pobieranego przez silnik pompy, łącznego zużycia energii elektrycznej itp.).

Często zdarza się, że w dokumentacji pomp brakuje charakterystyk fabrycznych. Inne, dość częste przypadki, to nie odnotowane w dokumentacji, a wykonane różne zabiegi modernizacyjne, najczęściej – obtoczenia (stoczenia) wirników dokonywane w celu zmniejszenia wysokości podnoszenia, wymiana podczas remontów wirników między pompami tej samej typowielkości, ale o różnych parametrach znamionowych itp.

Pomiary rzeczywistych charakterystyk rurociągów są konieczne ze względu na:

- postępującą zmianę ich oporów przepływu z powodu korozji, nawarstwiania się osadów itp.,
- złożoną konfigurację przestrzenną rurociągów oraz brak dostatecznie dokładnych wartości współczynników strat hydraulicznych dla poszczególnych elementów, co utrudnia wystarczająco

dokładne wyznaczenie charakterystyk na drodze obliczeniowej,
• wspomniane wyżej, zaś często spotykane rozbieżności między rzeczywistym układem rurociągów a układem wynikającym z dokumentacji projektowej obiektu pompowego.

W przypadku złożonej instalacji, np. wewnętrznej instalacji wody sieciowej w elektrociepłowni, możliwe jest wyznaczenie wypadkowej charakterystyki $H_{EC}(Q_s)$ systemu: pompy sieciowe + sieć wewnętrzna EC; ze względu na znaczne często oddalenie poszczególnych pomp tworzących grupę nie daje się bezpośrednio wyznaczyć odrębnych charakterystyk tej grupy oraz $H_{uk}(Q_s)$. Charakterystykę systemu można otrzymać bezpośrednio z pomiarów lub na drodze obliczeniowej, z wykorzystaniem rzeczywistych charakterystyk pomp i poszczególnych odcinków rurociągów wewnętrznych dla różnych możliwych konfiguracji pracy. Charakterystyka ta jest znacznie bardziej stroma od charakterystyki grupy pomp położonych blisko siebie, ze względu na odejmowanie od charakterystyk pomp charakterystyk poszczególnych rurociągów i innych oporów hydraulicznych przy jej budowaniu. Sposób postępowania przy wyznaczaniu charakterystyk $H_{EC}(Q_s)$ oraz $H_{CK}(Q_s)$ dla ciepłowni komunalnych, omówiono szczegółowo w [16]. Należy dodać, że ściśle biorąc istnieje nie pojedyncza charakterystyka $H_{EC}(Q_s)$ lecz cały ich pęk, zależnie od prędkości obrotowych poszczególnych pomp, liczby pomp pracujących równocześnie oraz stopnia otwarcia zaworów (klap) regulacyjnych.

Ad 3.5. Ogólne zasady wykonywania pomiarów i oszacowania ich niepewności oraz niepewności wynikowych można znaleźć m.in. w normie [38] oraz w [19]. Wynikiem analizy może być decyzja powtórnego wykonania niektórych pomiarów, ze względu np. na zbyt duże wartości niepewności lub niewiarygodny kształt niektórych charakterystyk. Ocenę kształtu charakterystyk najlepiej wykonać przedstawiając je w formie bezwymiarowej $h(q)$, $\overline{\eta}(q)$, $\overline{P}(q)$, gdzie $q = Q/Q_{\text{opt}}$, $h = H/H_{\text{opt}}$, $\overline{P} = P/P_{\text{opt}}$, $\overline{\eta} = \eta/\eta_{\max}$ i porównując je z prawdopodobnymi charakterystykami pompy o zbliżonej wartości wyróżnika nq [19].

Tablica 2. Procedury oceny

1	Ocena stanu technicznego zespołów pompowych *1. Ocena wizualna pomp, silników, układów regulacji* *2. Ocena zachowania pompy podczas rozruchu/wyłączenia* *3. Ocena sprawności zespołu pompowego η_z i pompy η*
2	Ocena stanu technicznego instalacji pompowej
3	Ocena poprawności instalacji pod względem hydraulicznym *1. Analiza spadków ciśnień w poszczególnych rurociągach* *2. Analiza możliwości poprawy rozwiązania hydraulicznego instalacji*
4	Ocena poprawności doboru pomp do instalacji *1. Sprawdzenie, czy we wszystkich warunkach pompa pracuje w dopuszczalnym przez wytwórcę zakresie wydajności $Q_{\min}...Q_{\max}$* *2. Sprawdzenie, czy pompa nie ma zbyt dużej wysokości podnoszenia (konieczność dławienia)*

Ad 1.1, 1.2. Najprostszym sposobem oceny są oględziny, wykonane przez doświadczonych użytkowników. W razie wątpliwości można wykonać dodatkowo pomiary drgań i hałasu oraz ewentualnie wyznaczyć charakterystykę kawitacyjną $NPSH_{kr}(Q)$ w sposób omówiony m.in. w [19], [38]. Pomiary drgań i hałasu wymagają jednak specjalistycznej aparatury pomiarowej.

Ad 1.3. Należy zauważyć, że z pomiarów wykonanych w miejscu zainstalowania pompy wyznacza się bezpośrednio sprawność zespołu pompowego η_z. Sprawność pompy η można obliczyć z wzoru (32), do czego jednak potrzebne są charakterystyki $\eta_s(Q)$ i $\eta_{ur}(Q)$ w całym zakresie pracy zespołu. W braku takich charakterystyk można posłużyć się wartościami znamionowymi $\eta_{s,\mathrm{znam}}$ i $\eta_{ur,\mathrm{znam}}$ i typowymi bezwymiarowymi charakterystykami sprawności silnika i układu regulacji, jakie można znaleźć w literaturze, np. w [19]. Pomimo pewnych trudności warto jednak wyznaczyć zarówno wartość $\eta_{\max}$ jak i charakterystykę $\eta(Q)$ samej pompy, ponieważ najłatwiej jest je właśnie porównać z odpowiednimi wartościami (cechami) dobrej lub przeciętnej pompy o zbliżonej wartości wyróżnika n_q [1], [2], [14], [19].

Ad 2. Ocena powinna dotyczyć przede wszystkim stanu powierzchni wewnętrznej rur (chropowatość ścianek powiększona w wyniku korozji, średnica wewnętrzna zmniejszona wskutek zarośnięcia), stanu zaworów (np. niepełne otwarcie wskutek uszkodzenia) oraz innych elementów instalacji (wymienniki, filtry) – pod względem rzeczywistych oporów hydraulicznych.

Ad 3.1. Analiza powinna polegać na porównaniu zmierzonych i obliczeniowych wartości spadków ciśnień $\Delta p_i(\Delta h_i)$ w poszczególnych odcinkach rurociągów i ustaleniu przyczyn powiększenia wartości Δh_i (zbyt mała średnica wewnętrzna rur, nadmierna chropowatość powierzchni, zawory starej konstrukcji o zbyt dużych nominalnych oporach przepływu, niestaranny montaż uszczelek w połączeniach kołnierzowych, znacznie powiększone opory przepływu przez niewłaściwie konserwowane wymienniki itp.). Ważnym elementem analizy jest sprawdzenie, czy nadmiernego spadku Δh w którymś z rurociągów nie powoduje dławienie przepływu w zaworze nie całkowicie otwartym we wszystkich stanach pracy instalacji.

Ad 3.2. Jest to jeden z najważniejszych elementów oceny, dotyczący koncepcji rozwiązania (filozofii) instalacji. Polega on na sprawdzeniu, czy nie występuje sytuacja pokazana na Rys. 22 i omówiona w podrozdz. 5.2 i 5.3. Wynikiem oceny, połączonej z oceną poprawności doboru pomp, powinna być jedna lub kilka koncepcji modernizacji obiektu wg punktu 1 tablicy 3, w celu wyeliminowania podstawowych przyczyn nieuzasadnionych strat energii.

Ad 4. Ocena poprawności doboru pomp polega na sprawdzeniu, czy spełnione są warunki omówione w podrozdz. 3.2. i 3.3. Nie spełnienie tych warunków jest uzasadnieniem celowości modernizacji, wg punktu 2 tablicy 3.

Należy zaznaczyć, że nie zawsze potrzebne jest wykonanie wszystkich działań według procedur zestawionych w tabl. 1,2; zależy to od konkretnego przypadku oraz przyjętego zakresu i dokładności rozpoznania.

W książce [19] omówiono szczegółowo wiele możliwych do wykonania przez użytkowników zabiegów zmniejszających energochłonność pompowania i poprawiających własności eksplo-

atacyjne lub wręcz umożliwiających poprawną i bezawaryjną eksploatację. W tabl.3 zestawiono najważniejsze z tych przedsięwzięć. Wszystkie działania omówiono obszerniej w kolejnych podrozdziałach.

Tablica 3. Procedury modernizacji

1	Modernizacja instalacji wewnętrznej *1. Zmiana struktury (koncepcji) hydraulicznej instalacji w celu wyeliminowania dławienia przepływu* *2. Modernizacja rurociągów zmniejszająca opory przepływu*
2	Poprawa dopasowania pomp/zmiana struktury pompowej *1. Dopasowanie charakterystyk pomp (bez ich wymiany) do instalacji* *2. Wymiana pomp na inne lub wymiana głównych elementów przepływowych* *3. Zmiana struktury pompowej instalacji (tzn. liczby i wielkości pomp)*
3	Modernizacja pompy i/lub zespołu pompowego *1. Modernizacja uszczelnień wewnętrznych i/lub zewnętrznych* *2. Zwiększenie gładkości powierzchni przepływowych* *3. Modernizacja łożyskowania* *4. Modernizacja innych elementów zespołu pompowego*
4	Zmiana sposobu regulacji wydajności *1. Wprowadzenie napędów zmiennoobrotowych* *2. Wprowadzenie komputerowej regulacji/sterowania wydajności instalacji*
5	Rachunek kosztów i wybór wariantu modernizacji 1. Wykonanie rachunku ekonomicznego (SPB, DPB, NPV, IRR lub inny sposób) dla co najmniej 2 wariantów modernizacji 2. Poza ekonomiczne cechy poszczególnych wariantów 3. Decyzja o podjęciu/ zaniechaniu modernizacji

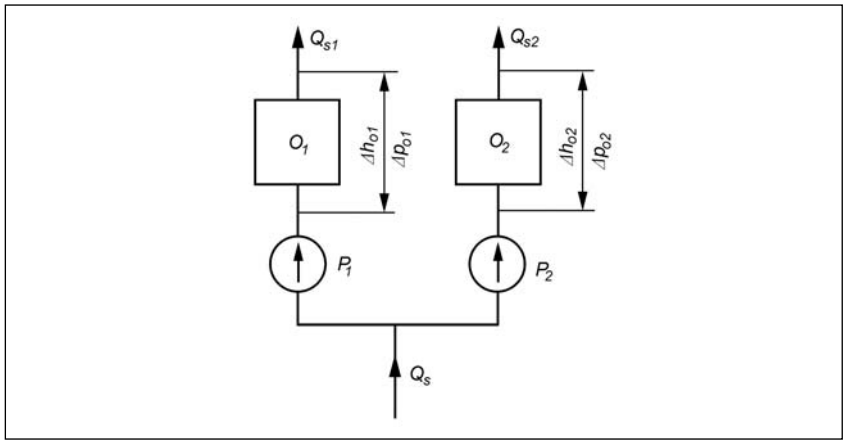
W miarę możliwości powinno się opracować kilka wariantów modernizacji, zaś podstawą wyboru jednego z nich powinien być rachunek kosztów.

6.2. Modernizacja instalacji wewnętrznej

6.2.1. Zmiana koncepcji hydraulicznej instalacji

Zmiana koncepcji („filozofii") instalacji powinna polegać przede wszystkim na wyeliminowaniu tych strat energii, które powstają wskutek dławienia przepływu (podrozdz. 5.2). Jeśli w układzie wg Rys. 22 wymagane są rzeczywiście znacznie różniące się spadki ciśnień Δp_{o1} i Δp_{o2} w obu

odbiornikach, to jedynym sposobem wyeliminowania zaworu z_{dl} będzie zastąpienie pompy p dwiema mniejszymi pompami p_1 i p_2 (Rys.26), o wydajnościach $Q_1 = Q_{s1}$ i $Q_2 = Q_{s2}$ i wysokościach podnoszenia odpowiadających spadkom Δh_{o1} i Δh_{o2}. Pompy p_1 i p_2, mniejsze od pomp p, będą miały na ogół niższe od niej sprawności o 1...3 punktów procentowych, choć pompa p_2, o większym wyróżniku n_q może mieć sprawność nawet nieco wyższą. Eliminując jednak straty h_{dl} można podwyższyć sprawność zastępczą wyrażoną wzorem (17) o kilkanaście, a nawet więcej procent.

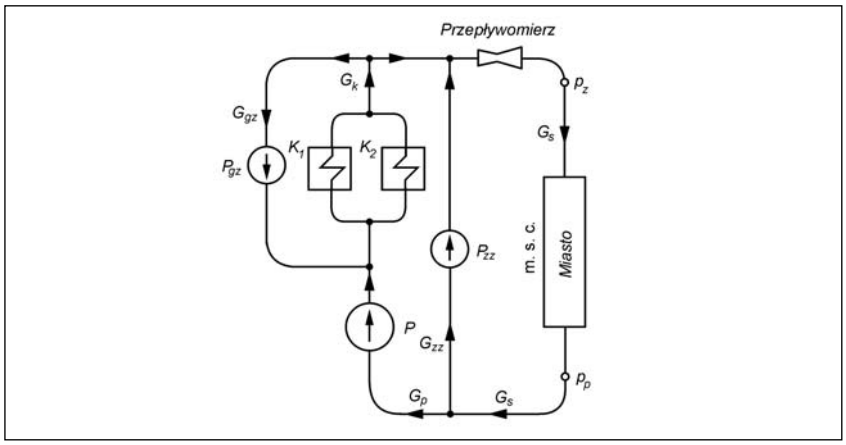


Rys.26. Likwidacja dławienia w układzie pokazanym schematycznie na Rys.22

Najłatwiej to uzasadnić odnosząc powyższe stwierdzenia do przykładów przedstawionych w podrozdz. 5.3.

Dokończenie przykładu 3

Zmiana koncepcji instalacji powinna polegać na zastosowaniu odrębnych pomp p_{gz} gorącego zmieszania i p_{zz} zimnego zmieszania, o wysokościach podnoszenia znacznie niższych niż wysokość podnoszenia pomp głównych (Rys.27.).



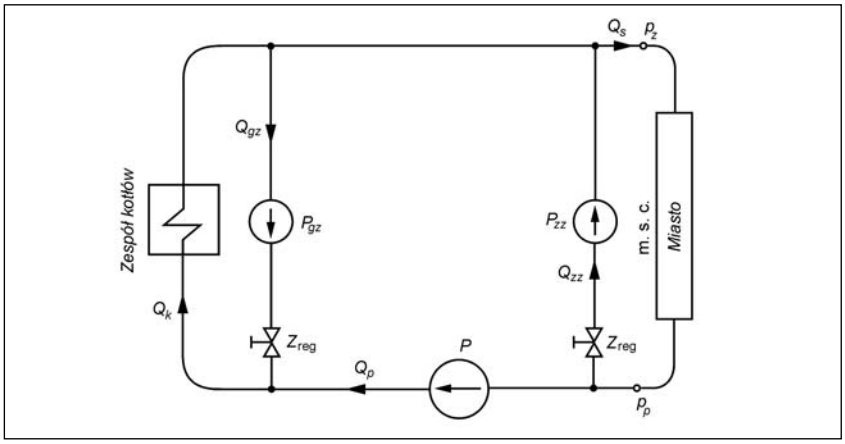
Rys.27. Modernizacja układu wody sieciowej w ciepłowni wg Rys.23

Optymalny dobór parametrów (Q_{znam}, H_{znam}) wymaga dokładnych obliczeń rozpływów w poszczególnych gałęziach instalacji w całym zakresie $G_{\mathrm{smin}}...G_{\mathrm{smax}}$ strumieni wody sieciowej oraz równoczesnego rozpatrzenia wpływu możliwych sposobów regulacji (dławieniowa i zmiennoobrotowa).

Spodziewaną korzyść ze zmiany koncepcji można w przybliżeniu ocenić przyjmując znamionowe parametry pompy p_{gz} jako $Q_{znam} \cong$ 300 m³/h, $H_{znam} \cong$ 62 m zaś pompy p_{zz} : $Q_{znam} \cong$ 650 m³/h, $H_{znam} \cong$ 45 m. Główna pompa obiegowa powinna mieć znacznie mniejszą wydajność niż poprzednio: $Q_{znam} \leq$ 600 m³/h, $H_{znam} \leq$ 150 m. Może to być jedna z pomp wymienionych w przykł. 3, po ewentualnym dostosowaniu parametrów do nowych wymagań przez wytoczenie łopatek wirników (p.podrozdz.6.3). Dla takiego przypadku można oszacować sumę mocy na wale w/w trzech pomp na $\Sigma P =$ 337,6 kW, a stąd łączną moc elektryczną $\Sigma P_{\mathrm{el}} = \Sigma P/\eta_s$ = 337,6 kW/0,93 = 363 kW. Stąd podwyższona sprawność całkowita $\eta`_c$ = 102,48/363 = 0,282. Można zatem uzyskać dwukrotny wzrost sprawności η_c oraz, co ważniejsze – zmniejszenie poboru mocy o $\Delta P_{\mathrm{el}} = 705 - 363 = 342$ kW. W ciągu sezonu grzewczego można więc zaoszczędzić $\Delta E = \Delta P_{\mathrm{el}} \cdot 5000$ h = 1,71 mln kWh/a. Gdyby dodatkowo zmniejszyć wysokość podnoszenia pompy głównej o ok. ΔH = 23-24 m w celu wyeliminowania dławienia przed kotłem, o którym mowa w przykł. 3, to możliwe oszczędności energii wzrosłyby do ok. 2 mln kWh/a. Nawet pozostawiając regulację dławieniową uzyska się okres zwrotu kosztów nie dłuższy niż 1-1,5 roku. Zastosowanie przetwornic częstotliwości do regulacji wszystkich pomp powiększy jeszcze możliwe oszczędności ΔE, natomiast może nieco (do ok. 2 lat) wydłużyć okres zwrotu kosztów modernizacji. Najlepszą z pozostałych pomp, po jej remoncie, można pozostawić jako rezerwową.

Dokończenie przykładu 4

W instalacji wody sieciowej, pokazanej na Rys. 24, są już pompy pgz Należy więc zlikwidować dławienie pierwotne, eliminując zawór z_{dl1} i instalując odrębną pompę zimnego zmieszania p_{zz} (Rys.28). Zmniejszy się wówczas wydajność głównych pomp obiegowych z $Q_p = Q_s$ do $Q_p = Q_z - Q_{zz}$.

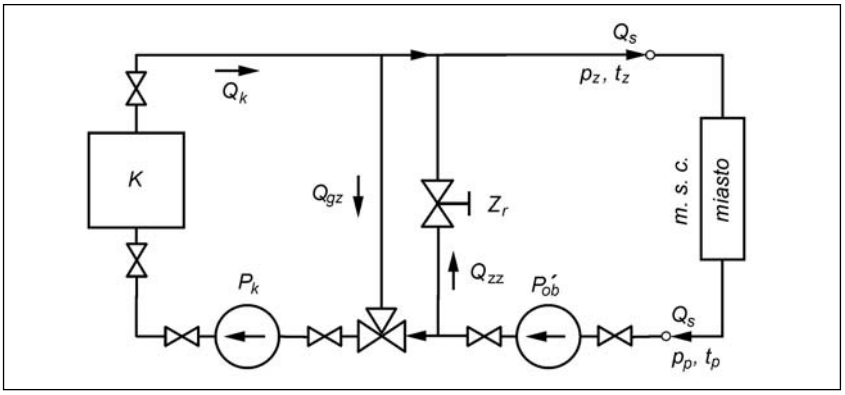


Rys.28. Modernizacja układu wody sieciowej w ciepłowni wg Rys.24

Z dwóch poprzednio pracujących pomp wystarczy pozostawić pompę p_1 , lub nawet tylko p_2, zmniejszając ponadto jej wysokość podnoszenia (podrozdz. 6.3) o ok. 40-50 m (por. Rys. 24) i likwidując w ten sposób wtórne dławienie zaworem z_{dl2} . Na podstawie wstępnej oceny można przyjąć parametry znamionowe zmodernizowanej pompy głównej p: $Q_{znam} \cong$ 600 m³/h, $H_{znam} \cong$ 100 m, zaś nowej pompy p_{zz}: $Q_{znam} \cong$ 800 m³/h, $H_{znam} \cong$ 40-45 m. Można wskutek tego uzyskać zmniejszenie poboru mocy do $P`_{\mathrm{el}} \cong$ 485 kW, a więc o $\Delta P_{\mathrm{el}} =$ 361 kW, zachowując poprzedni sposób regulacji wydajności przez dławienie. Uzyska się wzrost sprawności do $\eta`_c =$ 112,5/485,5 $\cong$ 0,25, oraz oszczędności energii elektrycznej w sezonie grzewczym $\Delta E \cong$ 1,8 mln kWh i podobny jak poprzednio okres zwrotu kosztów modernizacji, nie dłuższy niż 1,5 roku. Zastosowanie regulacji zmiennoobrotowej zwiększyłoby oszacowane wyżej oszczędności, tylko nieznacznie wydłużając okres zwrotu kosztów.

Inne możliwości rozwiązań dla przykładów 3 i 4

W jednej z ciepłowni zastosowano nieco inny sposób likwidacji strat w obiegu zimnego zmieszania. Schemat rozwiązania pokazano na Rys.29.



Rys.29. Inny, niż wg Rys.27 i 28, sposób eliminacji strat dławienia w obiegu zimnego zmieszania

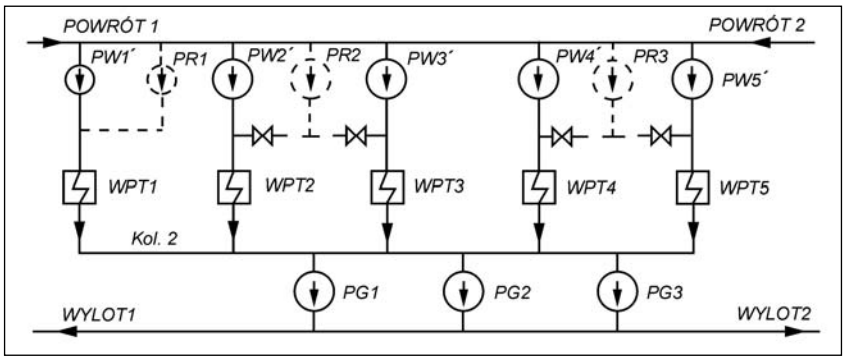
Pozostawiając obieg gorącego zmieszania (Q_{gz}), zastąpiono pompy p_{gz} cyrkulacyjnymi pompami kotłowymi p_{k} , zaś pompy obiegowe wysokociśnieniowe zastąpiono pompami niskociśnieniowymi $p`_{\mathrm{ob}}$ wytwarzającymi tylko takie ciśnienie, jakie jest potrzebne do zapewnienia dyspozycyjnej różnicy ciśnień Δp_{s} . Wymagany strumień Q_{k} płynący do kotła reguluje zawór trójdrogowy, odrębny dla każdego kotła i oddzielnie sterowany. Oba podukłady, zimny i gorący są sterowane niezależnie. Przy średnim strumieniu $G_{\mathrm{s}} = \rho Q_{\mathrm{s}} =$ 350 t/h uzyskano w sezonie grzewczym zmniejszenie zużycia energii elektrycznej po modernizacji o 0,7 mln kWh, skutkiem czego było dwukrotne zmniejszenie ilości energii elektrycznej na wyprodukowanie jednostki ciepła [25]. Uzyskano więc podobne oszczędności (na jednostkę ciepła lub strumienia G_{s}), jak w większych CK z poprzednich przykładów.

Jeszcze inna możliwość redukcji strat dławienia, to zastąpienie zaworu dławiącego przez pompę pracującą jako turbina wodna [32, [37], [46]. Energia hydrauliczna strumienia wody jest w ten

sposób zamieniana na energię elektryczną (ze sprawnością 60 70%), którą można wykorzystać na potrzeby własne. Różne zastosowania takich rozwiązań omówiono w p.8.2.1.

Dokończenie przykładu 5

W celu znacznego zmniejszenia strat dławienia w instalacji pokazanej na Rys. 25, kolektorowe zasilanie wymienników podturbinowych WPT należy zmienić na układ blokowy. Odrębne bloki tworzą pompy wstępne i wymienniki, przy czym każda z pomp PW zasila „swój" wymiennik. W celu obniżenia znacznych strat ciśnienia w klapach regulacyjnych, wysokości podnoszenia pomp PW obniżono o ok. 40%, przez zmniejszenie prędkości obrotowej silników z n = 987 obr/min na n` =742 obr/min, uzyskane przez przezwojenie istniejących silników (por. p.6.3.4). Moc silników zmniejszyła się z $P_s$= 920 kW do $P`_s$ =500 kW; nowe zespoły oznaczono na Rys.30 przez PW1`, ...,PW5`. Jako pompę PW1` zastosowano nową pompę, o dwukrotnie mniejszej wydajności.



Rys.30. Modernizacja instalacji wody sieciowej w EC pokazanej na Rys. 25

PR1...PR3 to pompy rezerwowe, przy czym PR2 i PR3 są to pozostałe 2 pompy z istniejących 6-ciu pomp wstępnych. Realizacja modernizacji w całym zakresie umożliwiłaby zwiększenie sprawności całej instalacji z $\eta_c \cong$ 0,43 do $\eta`_c \cong$ 0,59 oraz uzyskanie oszczędności energii rzędu 6-7 mln kWh/a. Ze względów technicznych wykonano na razie tylko cześć modernizacji (przezwojenie silników i zastosowanie nowej pompy PW1`), uzyskując mimo to dość znaczne oszczędności, rzędu ok. 4 mln kWh/a. Dodatkowe, niebagatelne oszczędności (po doprowadzeniu do pracy w układzie blokowym) będzie można uzyskać w wyniku wprowadzenia regulacji zmiennoobrotowej pomp PW i PG i całkowitego – wskutek tego – wyeliminowania regulacji dławieniowej. Ostatnim etapem modernizacji powinno być opracowanie i wdrożenie komputerowo sterowanej regulacji wydajności wszystkich pomp, co wymaga uprzedniego dodatkowego opomiarowania instalacji oraz uzgodnienia z miejscowym PEC racjonalnego kształtu charakterystyki m.s.c.

Z przedstawionych przykładów wynika, że zmiana koncepcji hydraulicznej instalacji wymaga również zmiany wielkości, liczby i usytuowania pomp, a więc zmiany lub co najmniej korekty ich doboru. Zagadnienia te należy zatem rozpatrywać łącznie, włączając do analizy również kwestię doboru racjonalnej regulacji parametrów.

Dopiero w przypadku stwierdzenia, że koncepcja instalacji jest poprawna, można skupić się tylko na zagadnieniu poprawy doboru pomp i sposobów ich regulacji.

6.2.2. Modernizacja rurociągów zmniejszająca opory przepływu

Zależnie od rodzaju instalacji możliwe są różnorodne zabiegi modernizacyjne. Najważniejsze z nich to:

a) oczyszczenie rurociągu i jego najważniejszych elementów hydraulicznych (np. wymienników) lub wymiana na nowy rurociąg (ewentualnie o większej średnicy) w celu wydatnego zmniejszenia oporów przepływu,

b) zmiana konfiguracji rurociągu (uproszczenie) i/lub zmiana jego poszczególnych odcinków (zwłaszcza w celu zmniejszenia zbyt dużych prędkości przepływu),

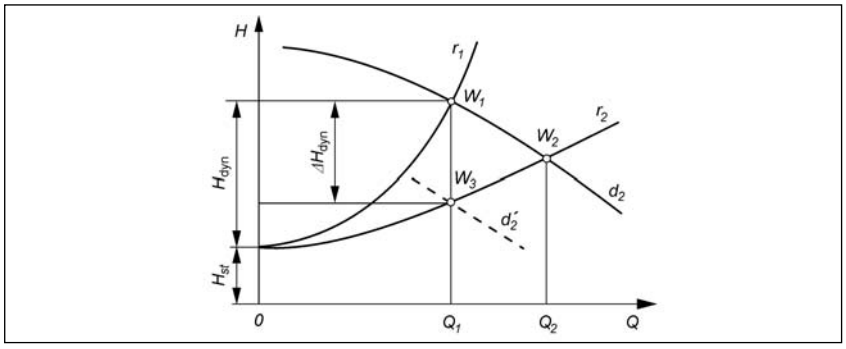
c) zmniejszenie wartości lokalnych oporów hydraulicznych, np. przez:

- wymianę starych zasuw odcinających na przepustnice,
- usunięcie z rurociągów kryz dławiących,
- zastąpienie przepływomierzy zwężkowych (zwłaszcza kryz pomiarowych) przez przepływomierze ultradźwiękowe lub indukcyjne,
- usunięcie innych źródeł strat (np. źle ułożonych uszczelek w połączeniach kołnierzowych).

Ad a, b. Opory przepływu w rurociągu o jednakowej średnicy $d_s = d_t = d$ wyrażają się zależnością

$$\Delta h = H_{\mathrm{dyn}} = \frac{c^2}{2g}\left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma_i \zeta_i\right) \qquad (45)$$

Prędkość przepływu jest równa $c = Q/A = 4Q/\pi d^2 \sim 1/d$, a więc $c^2 \sim 1/d^4$. Zmniejszenie średnicy rurociągu wskutek zarośnięcia, np. ze 100 mm do 90 mm, spowoduje wzrost strat przepływu o ok. 60%, przy prawie wszystkich (poza $Q \cong 0$) wydajnościach. Pominięto tu dodatkowy wzrost Δh w wyniku zwiększenia się względnej chropowatości ścianek z h_{sr}/d do $h`_{\mathrm{sr}}/d`$.



Rys.31. Wpływ wymiany rurociągu zarośniętego lub znacznie skorodowanego (r_1) na nowy, na punkt pracy pompy i układu

Wynik poprawy tej sytuacji pokazano na Rys. 31. Punktem pracy pompy i układu jest punkt W_1,

któremu odpowiada wydajność Q_1 . Oczyszczenie rurociągu (jeśli jest możliwe usunięcie kamienia lub innych osadów) spowoduje zmianę charakterystyki rurociągu z r_1 na r_2 i wskutek tego wzrost wydajności z Q_1 do Q_2 , z równoczesnym zmniejszeniem potrzebnej wysokości podnoszenia. Podobne rezultaty przyniosłaby wymiana zbyt „ciasnego" rurociągu na nowy rurociąg o większej średnicy. Tak na przykład zwiększenie średnicy d rurociągu ze 100 mm do 125 mm spowoduje ponad dwukrotne zmniejszenie wartości H_{dyn} przy danej wydajności Q_1. Gdyby pożądane było zachowanie poprzedniej wydajności $Q = Q_1$ (zamiast powiększonej wartości Q_2), to po wymianie rurociągu można stoczyć wirnik zmniejszając jego średnicę zewnętrzną z d_2 na $d`_2 (W_1 \rightarrow W_3)$. Uzyska się wówczas znaczne zmniejszenie mocy pobieranej przez silnik pompy (p.6.3.3).

Przy podejmowaniu decyzji o ewentualnym zwiększeniu średnicy wewnętrznej d rurociągu, należy uwzględnić spowodowany tym wzrost kosztu rur i armatury, porównując wartość zaoszczędzonej energii z różnicą kosztów rurociągów o obu średnicach.

6.3. Poprawa doboru pomp

6.3.1. Sposoby poprawy doboru pomp

Pompę można lepiej dostosować do wymagań instalacji (uznanej za poprawną) przez:
- wymianę wirnika (i ewentualnie kierownicy) na inny, o zmienionej geometrii,
- zmniejszenie zewnętrznej średnicy wirnika przez jego stoczenie (ewentualnie wytoczenie łopatek),
- zmniejszenie prędkości obrotowej przez przezwojenie lub wymianę silnika,
- usunięcie stopnia lub kilku stopni w pompie wielostopniowej.

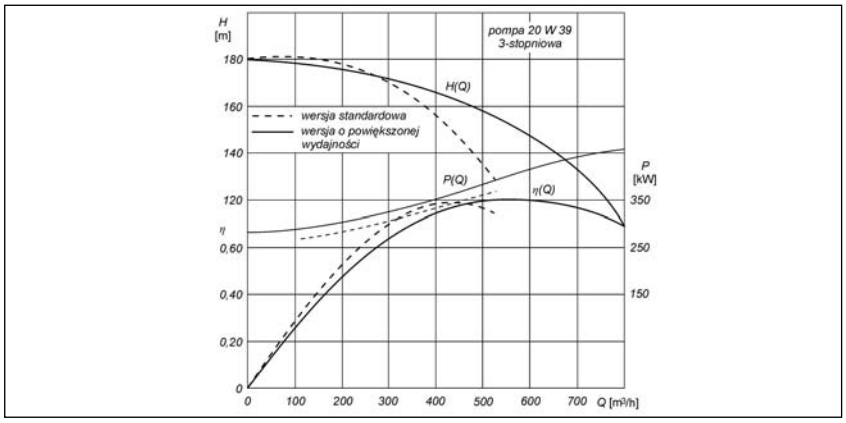
Wynikiem rachunku optymalizacyjnego, o którym mowa w podrozdz. 3.4, może być celowość zmiany struktury pompowej obiektu przez zastąpienie:
- kilku mniejszych pomp przez jedną, o większej wydajności i sprawności,
- kilku jednakowych pomp przez taką samą liczbę pomp o różnych wydajnościach znamionowych, przy tej samej wydajności sumarycznej Q_s.

W przypadku pomp nawet dobrze dobranych do dotychczasowej instalacji konieczna może okazać się poprawa ich doboru, gdy:
- podjęto decyzję o zmianie koncepcji (filozofii) instalacji,
- zastąpiono regulację dławieniową przez zmiennoobrotową.

6.3.2. Wymiana wewnętrznych elementów przepływowych

Zastosowanie wirnika i/lub kierownicy o innej szerokości, zmienionej (w niewielkich granicach) średnicy oraz innej liczbie i kształcie łopatek, przy tych samych elementach zewnętrznych (kadłub spiralny w pompie jednostopniowej, kadłuby – ssawny i tłoczny w pompie wielostopniowej), może zmienić wydajność optymalną w granicach nawet $\pm$30 (40%) Q_n, wysokość podnoszenia $\pm$10% H_n, przy równoczesnym powiększeniu sprawności niekiedy nawet o 4÷8 punktów. Wymaga to wykonania nowych modeli odlewniczych, których koszt może się jednak bardzo szybko zwrócić.

Dobrym przykładem jest tu 3-stopniowa pompa 20W39 o parametrach nominalnych $Q_n = Q_{opt} = 400$ m³/h, $H_{opt} = 150$ m, $\eta_{max} \cong 0{,}78$, n=1480 obr/min. Nowa wersja elementów przepływowych, przy niezmienionych pozostałych elementach pompy, pozwoliła na uzyskanie przy $Q_{opt} = 550$ m³/h, $H_{opt} = 153$ m, $\eta_{max} \cong 0{,}80$ (Rys.32).

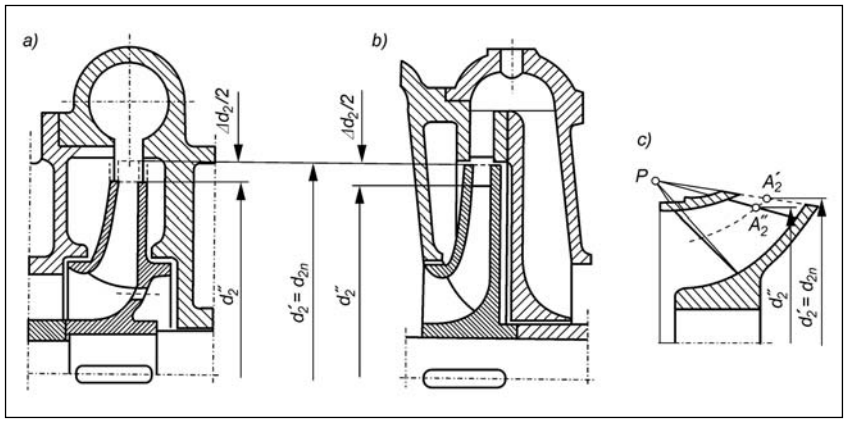


Rys.32. Charakterystyki pompy 20W39x3 w wersji standardowej (linie przerywane) i z elementami przepływowymi o powiększonych polach powierzchni przekrojów (wg W. Misiewicza)

Podobnie można – wykonując nowe modele wirników i kierownic – otrzymać dobrą hydraulicznie wersję pompy o zmniejszonej wydajności Q_{opt} .

6.3.3. Zmniejszenie średnicy zewnętrznej wirnika

Zmniejszenie średnicy zewnętrznej z $d`_2$ na $d``_2$ przez obtoczenie (stoczenie) wirnika (Rys.33a)

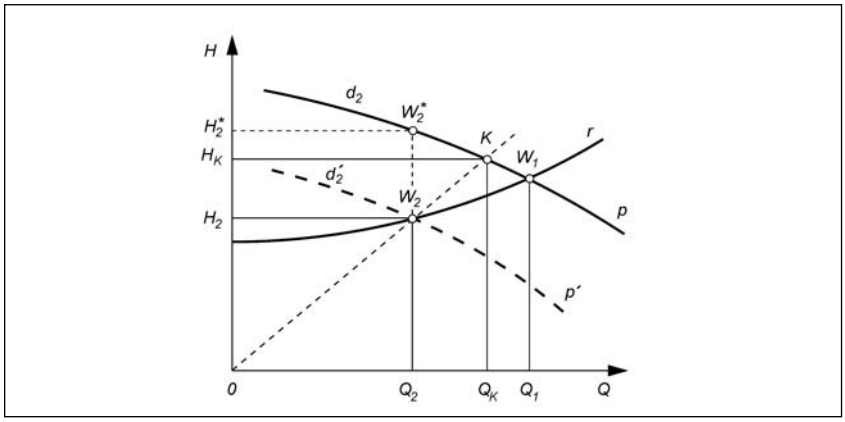


Rys.33. posoby zmniejszania średnicy zewnętrznej wirnika:
a) całkowite obtoczenie wirnika i tarcz bocznych, b) wytoczenie łopatek wirnika pompy odśrodkowej z kierownicą, c) wytoczenie łopatek wirnika pompy diagonalnej lub helikoidalnej

lub wytoczenie łopatek przy niezmienionych średnicach jego tarcz (Rys.33b,c) powoduje zmniejszenie wydajności i wysokości podnoszenia pompy według przybliżonych zależności, stosowalnych dla $d`_2 - d_2 \geq$ ok. 0,85 [19]:

$$\frac{Q`}{Q} \cong \frac{H`}{H} \cong \left(\frac{d`_2}{d_2}\right)^2 \qquad (46)$$

Wynika stąd stosunek średnic $d`_2/d_2$ i sposób postępowania przedstawiony na Rys.34. Rolę paraboli podobieństwa przy zmianie prędkości obrotowej spełnia tu linia prosta. Otrzymaną w ten sposób zmianę średnicy $\Delta d_2 = d_2 - d`_2$ zmniejsza się o 15 20%, aby uniknąć zbyt dużego obtoczenia wirnika.



Rys.34. Wyznaczenie średnicy zewnętrznej wirnika powodujące zmniejszenie wydajności znamionowej z Q_1 na Q_2

Dzięki zmniejszeniu średnicy d_2 znacznie maleje moc na wale pompy; dla punktów leżących na linii prostej (linia przerywana na Rys. 34) zmniejszenie to jest bliskie wartości $P`/P \cong (d`_2/d_2)^4$, co jest uzasadnieniem tego sposobu dostosowania parametrów pompy do wymagań instalacji.

Podobnie jak w przypadku zmiany prędkości obrotowej, również w wyniku zmniejszenia średnicy d_2 sprawność η_{max} obniża się, zaś wydajność Q_{opt} przesuwa się w lewo (por. Rys.11). Jednak przy stosunkowo niewielkich obtoczeniach zmniejszenie sprawności jest też niewielkie.

Nieco inny sposób wyznaczania niewielkiego stopnia zmniejszenia średnicy d_2 jest podany w normie [38].

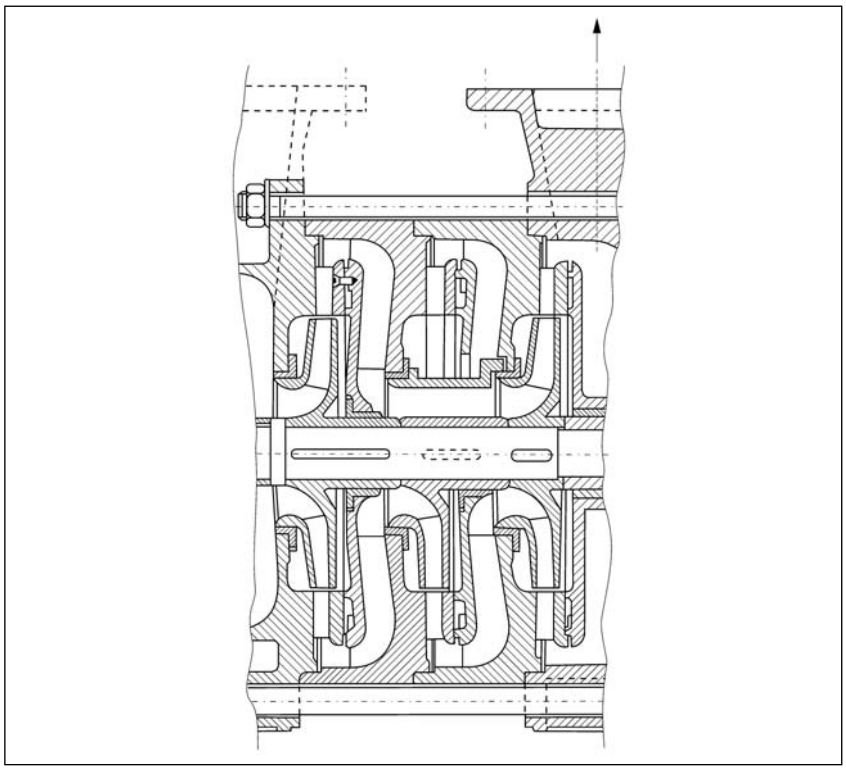
Należy podkreślić z naciskiem, że poprawa doboru pomp przez obtoczenie wirnika jest najprostszym sposobem jej realizacji i praktycznie bez kosztowym (można wykonać obtoczenie podczas planowego przeglądu pompy). Jednak użytkownicy, obawiając się ewentualnych negatywnych skutków tej operacji, bardzo rzadko decydują się na wykonanie jej we własnym zakresie. Oczywiście, można wówczas zwrócić się do ekspertów, np. z uczelni technicznych, ale warto też zachęcić użytkowników do większej odwagi i podejmowania niezbyt wielkiego ryzyka. Korzyści energetyczne i ekonomiczne znacznie przewyższają ewentualne, mało prawdopodobne straty.

6.3.4. Zmniejszenie prędkości obrotowej

Zmniejszenie wysokości podnoszenia przekraczające 20%, przez obtoczenie wirnika, powoduje już dość znaczny spadek sprawności pompy. Toteż w przypadku zaistnienia takiej konieczności dla pompy napędzanej silnikiem o niezbyt wielkiej prędkości obrotowej (i = 6,8,... biegunów $\rightarrow n_s$=1000, 750,...obr/min) lepsze jest zmniejszenie prędkości obrotowej przez zainstalowanie nowego lub przezwojenie istniejącego silnika elektrycznego (por. dokończenie przykładu 5 i podany niżej przykład 7). W sporadycznych przypadkach drastycznego przewymiarowania pompy możliwe może okazać się znaczniejsze zmniejszenie prędkości obrotowej, z n_s= 1500 obr/min do $n`_s$=1000 obr/min (tj. np. z $n$ = 1485 obr/min do $n` \cong$ 987 obr/min). Należy tylko pamiętać, że zmniejszy się wówczas nie tylko wysokość podnoszenia pompy (Rys.10; wzór 20), lecz także jej wydajność (Rys.10; wzór 19). Korzystnym skutkiem trwałego zmniejszenia prędkości obrotowej pompy (zamiast dławienia przepływu) będzie ponadto wydatne zmniejszenie wartości wymaganej nadwyżki antykawitacyjnej oraz wartości hydraulicznych sił wzdłużnych i poprzecznych, co powiększy dyspozycyjność i trwałość pompy. Zmniejszenie sił nastąpi także w wyniku zmniejszenia średnicy zewnętrznej lub liczby stopni pompy [30].

6.3.5. Zmniejszenie liczby stopni pompy

Znaczne zmniejszenie wysokości podnoszenia pomp wielostopniowych (np. z H = 150 m do $H`$ = 100 m) można osiągnąć przez usunięcie jednego lub kilku stopni, np. jednego w pompie



Rys.35. Usunięcie środkowego stopnia pompy trzystopniowej

3-stopniowej, lub dwóch w pompie 4- lub 6-stopniowej. Usunięte wirniki należy zastąpić odpowiednio ukształtowaną tuleją (rys. 35). Jest to rozwiązanie bardzo korzystne eksploatacyjnie, gdyż:
• nie ulega zmianie wydajność Q_{opt} pompy,
• niezmieniona pozostaje sprawność η pompy,
• w stosunku $i`/i$ ($i`$ – nowa, i – poprzednia liczba stopni) zmniejszają się wartości hydraulicznych sił wzdłużnych i poprzecznych.

Tego rodzaju zabieg modernizacyjny najlepiej jest wykonać we współpracy z wytwórcą pompy, gdyż wymaga on znacznie większej precyzji niż zmniejszenie średnicy zewnętrznej wirnika.

6.3.6. Zmiana struktury pompowej obiektu

Zmiana struktury pompowni może polegać na zastąpieniu dwóch lub trzech mniejszych pomp przez jedną większą, o większej sprawności zarówno samej pompy jak i silnika oraz układu regulacji prędkości obrotowej. Wspomniano o tym w podrozdz. 3.4. Taka zmiana jest możliwa przy niezbyt dużym zakresie wydajności $Q_{min}...Q_{max}$ (warunek 9) lub w przypadku, gdy z dość dużą dowolnością można sterować wydajnością Q_s obiektu. Skutki takiej zmiany struktury przedstawia poniższy przykład.

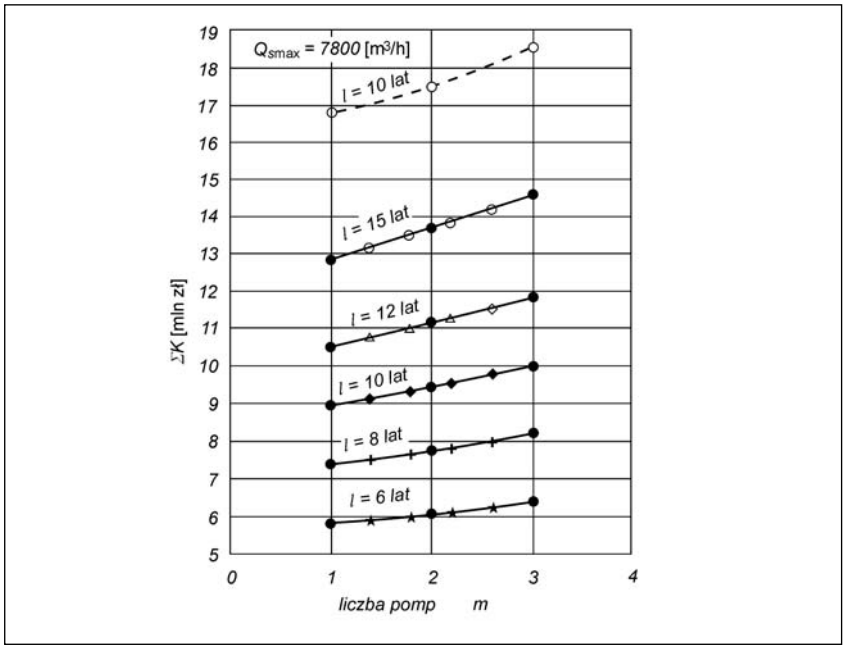
Przykład 7

Obliczenia [15] wykonano dla pompowni PI, tłoczącej wodę (Q_{smax} = 7800 m³/h) rurociągiem o długości 18 km do zbiornika wyrównawczego przed pompownią P II (Rys.18). Założono zastosowanie $m \leq 3$ i $m_r = 1$ pomp dwustrumieniowych o parametrach $Q_{znam} = Q_{smax}/m$, $H_{znam} = H_{uk}$ – wg (1a), (1b). Przyjęto średni jednostkowy koszt energii elektrycznej k_e = 0,17 zł/kWh oraz okresy amortyzacji l = 6...15 lat. Założono dla uproszczenia, że łączne koszty urządzeń elektronicznych do regulacji prędkości obrotowej będą takie same dla wszystkich liczb m, co preferuje większe liczby mniejszych zespołów pompowych (w rzeczywistości np. koszt jednej przetwornicy częstotliwości 1000 kW jest mniejszy od kosztu dwóch przetwornic 500 kW). Pominięto koszty k_{inst} przyjmując, że dla wszystkich $m \geq 1$ będą one w przybliżeniu jednakowe. Wyniki obliczeń przedstawiono na Rys. 36.

Linie ciągłe przedstawiają wyniki otrzymane na podstawie wzoru (3), to jest przy założeniu niezmiennych kosztów energii oraz bez uwzględnienia amortyzacji. Krzywą przedstawioną linią przerywana otrzymano wg wzoru (8), przyjmując arbitralnie l = 10 lat; i = 0,15 oraz e = 0,05.

Przy wszystkich wartościach l najmniejszą wartość łącznych kosztów ΣK otrzymano dla m = 1 pompy głównej oraz m_r = 1 pompy rezerwowej.

Wnioski dodatkowe, wynikające z omawianego przykładu:
• decydujący wpływ na ΣK mają koszty energii elektrycznej, a więc efektywność energetyczna pomp,
• należy bardzo starannie szacować poszczególne cząstkowe koszty inwestycyjne, gdyż to właśnie one mogą decydować o wyższości jednego z wariantów m = 1 lub 2 dla małych wartości l.



Rys.36. Suma kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych dla $m \leq 3$ i $m_r = 1$ pomp w pompowni PI, $Q_{smax} = 7800$ m³/h; linie ciągłe – wg wzoru (3), dla stałych kosztów energii oraz inwestycji zrealizowanej ze środków własnych, linia przerywana – wg wzoru (8); ceny z 2000 r.

W przypadku dużego zakresu zmian Q_s, np. w pompowni wodociągowej typu P II (Rys. 18), rozwiązanie z $m = 1$ dużą pompą może być niemożliwe ze względu na warunek (9). Równocześnie może okazać się, że dwie zainstalowane pompy 50% we nie są dobrym rozwiązaniem w co najmniej dwóch przypadkach:
a) konieczność pracy obiektu z małymi wydajnościami, np. z $Q_{smin} = 0{,}2\ Q_{smax}$,
b) konieczność spełnienia warunku, narzuconego przez wytwórcę pompy, minimalnej dopuszczalnej ciągłej pracy pompy np. $Q \leq Q_{smin} = 0{,}6\ Q_{smax}$ nawet przy większej niż w a) wartości Q_{smin}.

Wówczas konieczna może okazać się zmiana struktury pompowej polecająca na zastosowaniu dwóch różnych pomp, np.. o wydajnościach odpowiednio 30% i 70% lub 40% i 60% wartości Q_{smax}. Rozwiązanie takie, mimo iż generalnie mniej efektywne energetycznie niż dla jednej dużej pompy, może okazać się jedynym możliwym rozwiązaniem ze względu na ograniczenie warunkiem (9).

6.4. Zmiana sposobu regulacji

Zmiana sposobu regulacji polega najczęściej na zastąpieniu regulacji dławieniowej przez regulację zmiennoobrotową. Zmniejszenie energochłonności wskutek takiej zmiany obliczono w przykładzie 1 (p.4.3.1) dla stosunkowo niewielkiej pompy odśrodkowej o mocy P_s=30 kW. W przykładzie 2 przedstawiono korzyści z zamiany regulacji prerotacyjnej pompy diagonalnej o mocy P_s=320 kW również na regulację przez zmianę prędkości obrotowej.

Znaczne korzyści można uzyskać w wyniku zmiany sposobu regulacji dużych pomp wody chłodzącej skraplacze bloków 200 MW i 360 MW, o mocach P_s=1000(1250) i 2000 kW [27]. W pierwszym przypadku tzw. otwartego obiegu chłodzenia skraplaczy, pompy śmigłowe pracują w zasadzie jako nieregulowane; okresowa regulacja – przy przejściu np. z sezonu zimowego na letni wymaga zatrzymania pompy i ręcznej zmiany kąta ustawienia łopatek wirnika. Jedyna inna możliwość, to wyłączenie jednej lub kilku pomp, które mogą pracować zarówno w systemie blokowym jak i kolektorowym. W El. Połaniec przerobiono nie działające mechaniczne układy regulacji na hydrauliczne układy regulacji kątów ustawienia łopatek wirnika podczas pracy pompy. Uzyskane oszczędności energii sięgają 2 mln kWh/a dla jednego bloku, zaś okres zwrotu kosztów modernizacji jest mniejszy od 3 lat [34].

Podobnego rzędu oszczędności można uzyskać w drugim przypadku, wprowadzając zmiennoobrotową regulację wydajności pomp diagonalnych w miejsce jedynej stosowanej przez włączenie/wyłączenie pomp pracujących w układzie kolektorowym, przy tzw. zamkniętym systemie chłodzenia (z chłodniami kominowymi).

W pracy [27] przedstawiono również propozycje i korzyści ze zmiany nieracjonalnego sposobu regulacji pomp kondensatu w krajowych blokach 200 i 360 MW. Poniżej przedstawiono przykład możliwości równoczesnej poprawy doboru pomp i zmiany sposobu realizacji regulacji zmiennoobrotowej.

Przykład 8

W jednej z mniejszych EC pracują dwie pompy wstępne i dwie główne pompy sieciowe, takie same jak w przykładzie 5 i o podobnych parametrach znamionowych. Podobnie też znaczne są straty dławienia w klapach regulacyjnych za pompami wstępnymi; stopień otwarcia klap wynosi odpowiednio zaledwie ok. 30% i ok. 60%. Na podstawie danych pomiarowych, zarejestrowanych przez komputerowy system sterowania pracą EC oceniono, że sprawność procesu przetłaczania cieczy w instalacji wody sieciowej wynosiła w chwili pomiaru η_c = 0,387. Oprócz dławienia dość znaczny udział w stratach miał stosowany sposób regulacji pomp głównych za pomocą sprzęgieł hydrokinetycznych, z których jedno było w dodatku przewymiarowane. Sprzęgła pracowały z poślizgiem ok. 15% co oznacza, że ich sprawność [19] wynosiła η_{sh} = 0,85, obniżając sprawności η_z obu zespołów pompowych. Oceniono, że przezwojenie silników pomp wstępnych, w celu zmniejszenia ich prędkości obrotowych przyniosłoby zmniejszenie zużycia energii $\Delta E_1 \cong$ 2,9 mln kWh, zaś zastąpienie sprzęgieł przez przetwornice częstotliwości – dalsze oszczędności $\Delta E_2 \cong$ 1,1 mln kWh/a. Sprawność procesu zwiększyłaby się wskutek tego do akceptowalnej wartości $\eta`_c$ 0,52.

Efekty energetyczne zamiany regulacji dławieniowej na zmiennoobrotową są tym większe, im bardziej stroma jest parabola (1a) przedstawiająca charakterystykę $H_{uk}(Q)$ układu, nawet jeśli charakterystyka $H(Q)$ pompy jest płaska. Największe efekty uzyskuje się wówczas, gdy $H_{st} = 0$ i $H_{uk} = aQ^2$, a więc np. w przypadku domowych instalacji c.o., w których cyrkulację wody wymuszają pompy obiegowe. Jak podano w podrozdz. 2.3 można uzyskać wówczas ogromne globalne oszczędności energii, mimo iż ponad 85% tych pomp ma moce silników poniżej 100 W. Tezę tę uzasadnia przykład podany niżej.

Przykład 9

Małe pompy cyrkulacyjne są budowane jako monoblokowe, bezdławnicowe, z tzw. „mokrym", t.j. obracającym się w cieczy, wirnikiem silnika. Ze względu na niską sprawność standardowego silnika tego rodzaju, sprawność zespołu pompowego jest niewielka. Początkowo pompy takie budowano jako nieregulowane, co było powodem dalszych strat. Kolejne, coraz doskonalsze rozwiązania, to:

- pompy ze skokową regulacją prędkości obrotowej (3 biegowe),
- pompy z regulacją elektroniczną (modulacja szerokości impulsów lub przetwornica częstotliwości),
- pompy z silnikami synchronicznymi, elektronicznie komutowanymi, z wirnikami w postaci magnesu stałego oraz tuleją rozdzielającą wirnik i stator silnika wykonaną z materiału niemetalowego.

Jeden z kilku producentów takich pomp podaje porównanie zużycia energii przez niewielkie ($P_s = 200$ W; $P_{el} = 16...310$ W) pompy cyrkulacyjne w/w trzech typów, przy zmiennym obciążeniu (2% czasu pracy z pełną wydajnością Q_n, 25% z wydajnością 0,65 Q_n, 40% z wydajnością 0,3 Q_n i 33% z nocnym obniżeniem parametrów). Otrzymano następujące zużycia energii w ciągu sezonu o długości $T_a = 5500$ h:

- pompa 3 biegowa $\Sigma E = 1830$ kWh,
- pompa z przetwornicą częstotliwości $\Sigma E = 1220$ kWh,
- pompa z komutacją elektroniczną $\Sigma E = 400$ kWh.

Tak niskie zużycie energii w tym ostatnim przypadku jest wynikiem bardzo wysokiej sprawności silnika z magnesem stałym: $\eta_s \cong 0{,}79$, blisko dwukrotnie wyższej od sprawności silników mokrych typowych, wyższej także od sprawności zwykłych silników suchych i porównywalnej ze sprawnością asynchronicznych silników energooszczędnych, jak również wysokiej sprawności regulacji w szerokim zakresie mocy.

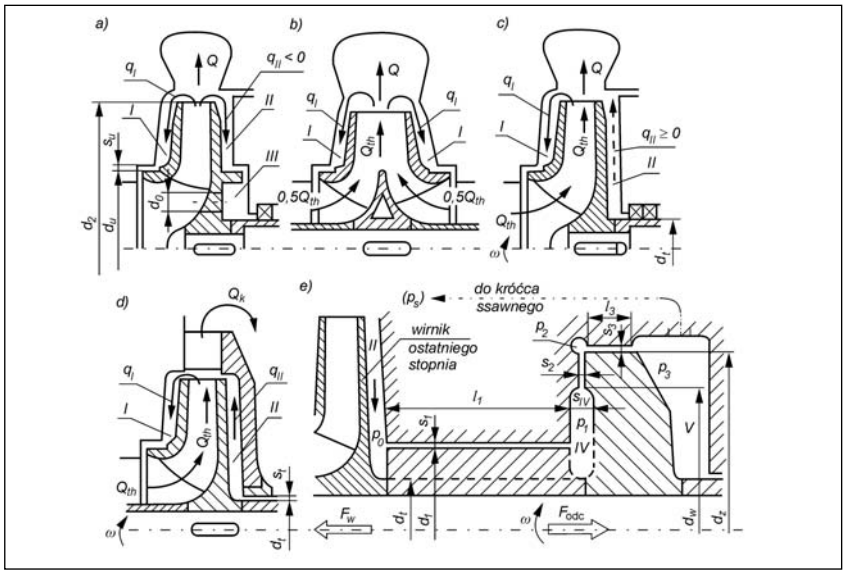
Gdyby wszystkie małe pompy cyrkulacyjne w Europie zastąpić przez wysokosprawne pompy napędzane z silnikami z magnesami stałymi, to – jak się ocenia – można by uzyskać prawie dwukrotnie wyższe oszczędności energii, niż wspomniane w podrozdz. 2.3.

6.5. Zabiegi modernizacyjne dotyczące pomp

6.5.1. Modernizacja uszczelnień wewnętrznych

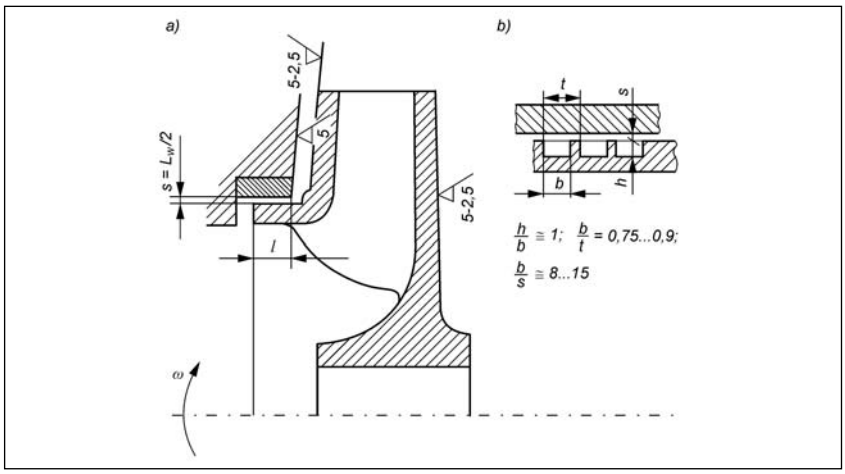
Modernizacja uszczelnień wewnętrznych dotyczy uszczelnień ruchowych wirnika w kadłubie (szczelina s_u na rys.37 a, b, c, d) oraz uszczelnień między stopniami pompy wielostopniowej (szczelina s_t na rys.37 e). Polega ona na zwiększeniu współczynnika λ strat na długości szczeliny l przez nacięcie na wirującej[15)] powierzchni odpowiednio ukształtowanych rowków prostokątnych, trójkątnych rowków śrubowych lub zastosowaniu specjalnych pierścieni uszczelniających z powierzchniami wewnętrznymi mającymi na całej długości l i na całym obwodzie bardzo wiele wytłoczeń kształtu „plaster miodu".

[15)] Nacięcie rowków na powierzchni nieruchomej mogłoby spowodować gromadzenie się tam drobnych zanieczyszczeń, znajdujących się w każdej cieczy i stopniowe zanikanie, z upływem czasu, własności dławiących szczeliny rowkowanej. Zanieczyszczenia nie będą się natomiast gromadziły w rowkach naciętych na elemencie wirującym, wyrzucane stamtąd siłą odśrodkową.



Rys.37. Szczelinowe uszczelnienia wewnętrzne w pompie jednostopniowej z otworami odciążającymi (a), dwustrumieniowej (b), typowej jednostopniowej (c), wielostopniowej (d), z tarczą odciążającą (e)

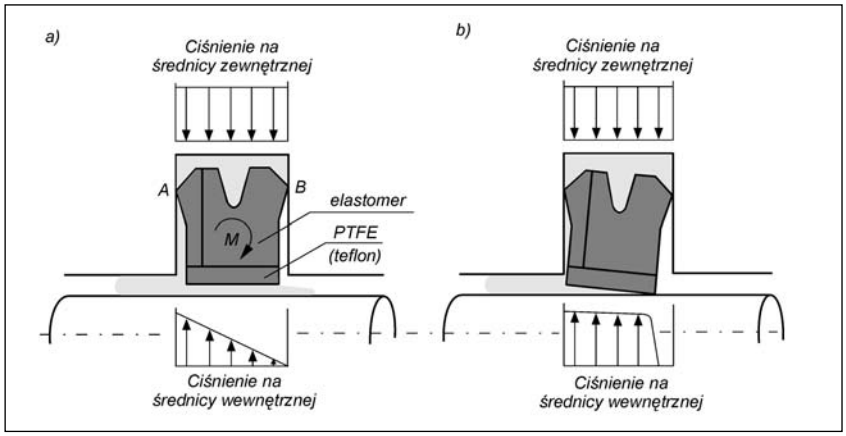
Najprostsze technologicznie jest nacięcie rowków prostokątnych o określonych wymiarach (Rys.38 b). Jak wykazały liczne badania powoduje ono taki sam skutek jak trzykrotne w przybliżeniu zwiększenie długości szczeliny gładkiej, a wiec wyraźnie zmniejszenie o blisko 40% przecieków przez uszczelnienie wewnętrzne. Takiego samego zabiegu można dokonać na powierzchniach szczeliny dławiącej bębna odciążającego i – z pewnym ograniczeniem i ostrożnością – na powierzchniach szczeliny osiowej przed tarczą odciążającą (Rys. 37 e).



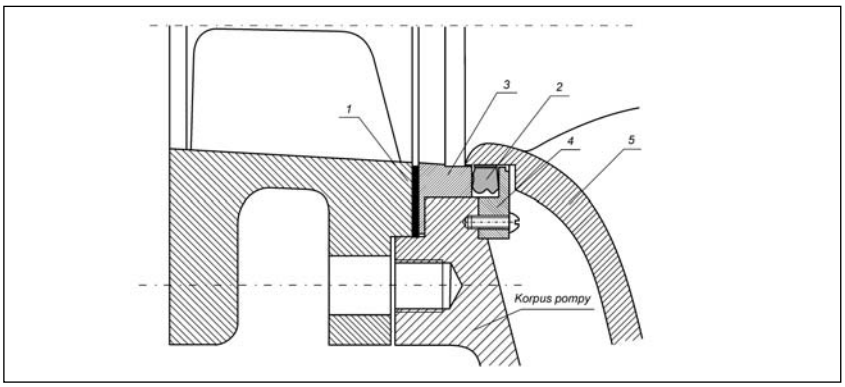
Rys.38. Kontrolowanie szerokości s szczeliny przy szyi wirnika oraz gładkości ścian wirnika i kadłuba pompy (a); nacięcie prostokątnych rowków na szyi wirnika (b); L_w – wg tabl.4

Do zabiegów modernizacyjnych można zaliczyć regenerację pierścieni uszczelniających, omówioną dokładniej w rozdz. 7.

Przecieki przez uszczelnienia wewnętrzne można znacznie zmniejszyć zastępując uszczelnienia szczelinowe przez:
- Simmerringi – do niewielkich spadków ciśnień $\Delta H \leq 15$ (20) m i czystych cieczy,
- pierścienie pływające (samonastawne) do cieczy o dużej czystości i nie powodujących osadów,
- uszczelnienia o nazwie firmowej RotaLion (Rys.39, 40).



Rys.39. Schemat uszczelnienia RotaLion w stanie nieodkształconym (a) i odkształconym pod wpływem różnicy ciśnień (b)



Rys.40. Zastosowanie RotaLion (2) do uszczelnienia szyjki wirnika (5); 1 – odejmowany króciec ssawny; 3,4 – pierścienie mocujące

Szczególnie interesujące są te ostatnie, produkowane od ponad 20 lat, różne od innych dotychczas znanych i eksploatowanych uszczelnień. Są one zwykle stosowane jako uszczelnienia zewnętrzne wałów pędników okrętowych, turbin wodnych i pomp, zamiast uszczelnień sznurowych czy mechanicznych, od których są znacznie tańsze.

Na Rys. 39 pokazano schemat działania uszczelnienia. Pod wpływem różnicy ciśnień uszczelnienie odkształca się; powstaje stożkowa szczelina o minimalnym prześwicie między tuleją uszczelnienia a powierzchnią wirującą. Przeciek jest śladowy (praktycznie równy zeru), a uszczelnienie jest właściwie bezstykowe, z minimalnym tarciem i minimalnym zużyciem w długim czasie eksploatacji. Uszczelnienia RotaLion sprawdziły się jako uszczelnienia wałów turbin wodnych, pomp ściekowych itp. Stąd powstał pomysł zastosowania ich jako uszczelnienia wewnętrzne w pompach [13]. Rozwiązanie konstrukcyjne pompy jednostopniowej z szyjką wirnika uszczelnioną za pomocą RotaLion pokazano na Rys.40. Konieczne jest dokonanie dodatkowego promieniowego podziału pompy (odejmowany króciec ssawny 1), umożliwiającego precyzyjny montaż uszczelnienia 2 wg ostrych wymagań narzuconych przez wytwórcę.

Badania doświadczalne, wykonane na pompie odśrodkowej 5KAN25 pokazały, że [10], [11], [12]:
• przeciek przez uszczelnienie jest praktycznie zerowy: stad sprawność objętościowa $\eta_v \cong 1$ i sprawność całkowita η pompy zwiększa się o kilka punktów,
• większa jest wysokość podnoszenia $H(Q)$ cała charakterystyka $H(Q)$ jest o kilka (4...6) procent przesunięta do góry,
• znacznie mniejszy jest napór osiowy,
• praktycznie zlikwidowane są poprzeczne siły centrujące (siły Łomakina [19]),
• uszczelnienie, w rozwiązaniu jak na Rys. 40, może być wielokrotnie montowane i demontowane bez żadnego uszczerbku dla jego działania uszczelniającego.

Tego rodzaju uszczelnienia można zastosować także w pompach wielostopniowych, nawet zasilających, jako uszczelnienia szyjek wirników i jako uszczelnienia międzystopniowe. Należy tylko zmienić sposób zamocowania tarczy odciążającej i zmienić nieco technologię montażu (montaż zespołu wirującego począwszy od tarczy odciążającej i od ostatniego stopnia, kolejno az do pierwszego). Efekt końcowy może być bardzo interesujący, stąd ukłon w stronę przemysłu pompowego i zachęta do podjęcia tematu.

6.5.2. Modernizacja uszczelnień zewnętrznych

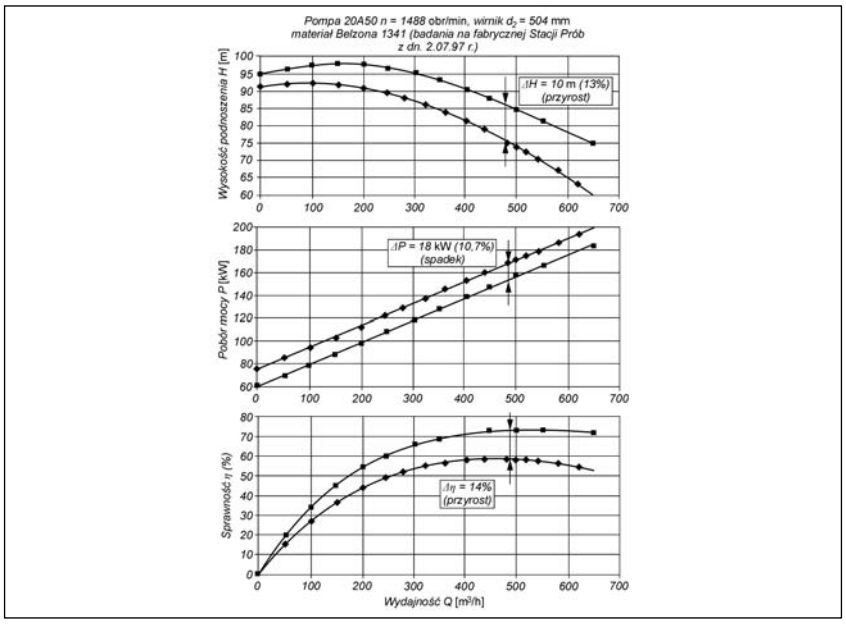
Modernizacja uszczelnień zewnętrznych polega najczęściej na zastąpieniu zwykłej dławnicy sznurowej (na szczeliwo miękkie) przez uszczelnienie mechaniczne (czołowe), które zapewnia nie tylko znaczne zmniejszenie przecieków, lecz również wydatne zmniejszenie momentu tarcia. Powiększa to sprawność mechaniczną pompy, np. z $\eta_m = 0{,}995$ do 0,995. W rzadkich przypadkach stosowane są specjalne uszczelnienia bezstykowe. Możliwe jest także zastosowanie uszczelnień RotaLion, które są oferowane, jako uszczelnienia kompaktowe, w specjalnych zestawach (tzw. kartridżach), dostosowanych wymiarowo do komór dławnic na szczeliwo miękkie.

6.5.3. Inne zabiegi modernizacyjne

Podczas przeglądów i remontów, pożądane jest wykonywanie, w miarę potrzeby, prostych i stosunkowo tanich[16] zabiegów, mogących niekiedy bardzo wydatnie zwiększyć sprawność pompy. Oprócz nacięcia rowków, o których mowa w p. 6.5.1, są to następujące zabiegi:

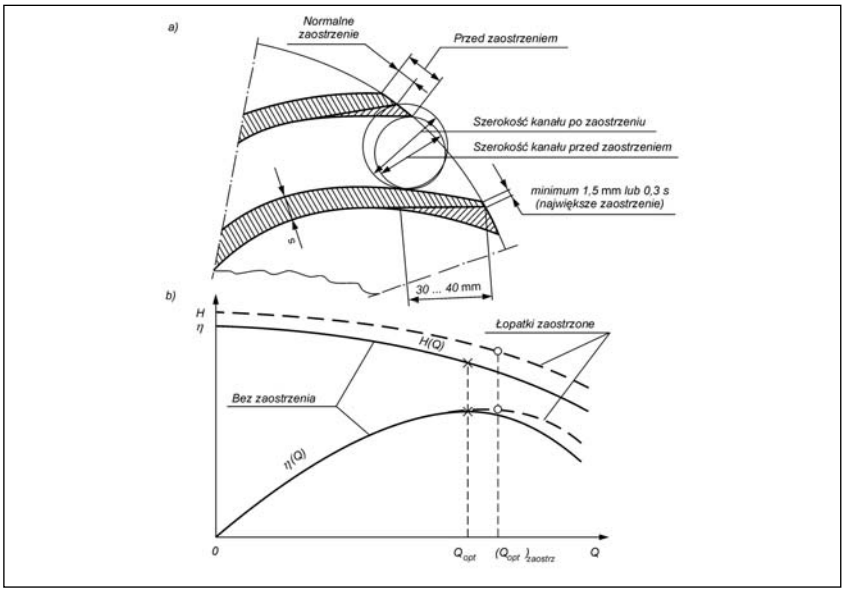
[16] Odpada wtedy m.in. koszt demontażu i montażu pompy i część kosztów związanych z obróbką elementów – operacje te są bowiem z założenia wówczas wykonywane.

• zwiększenie gładkości tarcz bocznych wirnika przez obróbkę mechaniczną oraz gładkości ścian kadłuba przez obróbkę mechaniczną lub ręczną (Rys.38a); można w ten sposób uzyskać przyrost sprawności $\Delta\eta$ o 3÷5 punktów, przy czym im mniejsza wartość wyróżnika szybkobieżności, tym większy możliwy przyrost sprawności,
• zwiększenie gładkości, przez ręczne szlifowanie, kanałów międzyłopatkowych wirnika i kierownicy; można w ten sposób uzyskać przyrost sprawności pompy o 3÷8 punktów, zależnie od wartości wyróżnika szybkobieżności,
• pokrywanie powierzchni elementów stykających się z przetłaczaną cieczą specjalnymi tworzywami, wydatnie zmniejszającymi chropowatość powierzchni i współczynnik tarcia między wirującą powierzchnią a cieczą; odpowiednie technologie są już dobrze opanowane, zaś z wielu doniesień wynika, że można w ten sposób uzyskać przyrost sprawności o 3÷4 punktów w przypadku pomp nowych i niekiedy znacznie ponad 10 punktów procentowych w przypadku elementów w znacznym stopniu skorodowanych i zerodowanych wskutek wieloletniej eksploatacji. Przykład znacznej poprawy charakterystyk w takim właśnie przypadku pokazano na Rys.41.

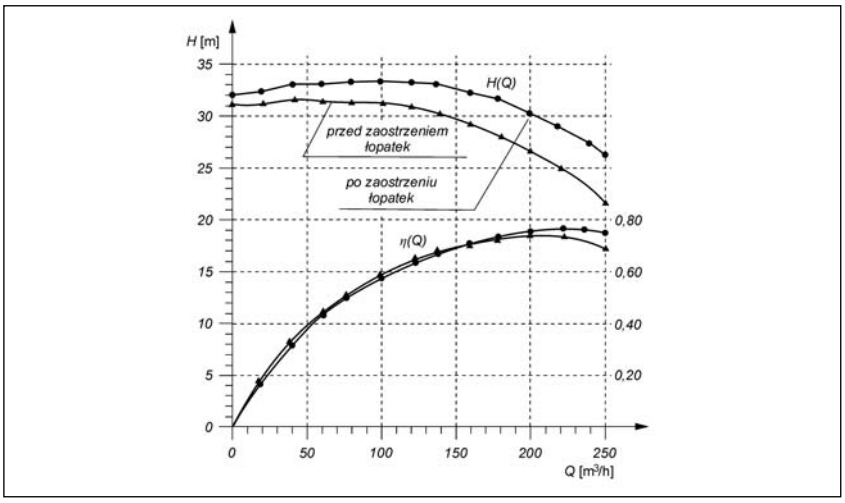


Rys.41. Poprawa charakterystyk wyeksploatowanej pompy odśrodkowej przez pokrycie jej powierzchni przepływowych substancjami zmniejszającymi współczynnik tarcia

Zdarza się niekiedy, że pompa ma wysokość podnoszenia mniejszą od wymaganej. Jeśli ta różnica jest niewielka, rzędu 5-6%, to można wysokość podnoszenia powiększyć przez zaostrzenie łopatek w sposób pokazany na Rys. 42. W połączeniu ze wspomnianym wyżej wygładzeniem kanałów przepływowych można zwiększyć wysokość podnoszenia pompy o 6-8% i równocześnie podnieść sprawność. Efekt końcowy takiego zabiegu, dość pracochłonnego, pokazano na Rys. 43. Jak widać dla $Q = Q_n = 200$ m³/h wysokość podnoszenia zwiększyła się o ok. 4m (15%) zaś maksimum sprawności przesunęło się też o ok. 15% w prawo, zaś η_{max} wzrosło z 0,74 do 0,76 przy minimalnie zmniejszonych sprawnościach dla $Q <$ ok. 140 m³/h.



Rys.42. Zaostrzenie łopatek na wylocie wirnika: a) geometria zaostrzenia, b) wpływ zaostrzenia na charakterystyki pompy



Rys.43. Wynik zaostrzenia łopatek na wylocie wirnika w pompie 150PJM315

Zastosowanie zabiegów omówionych w podrozdz. 6.5 może wydatnie zmniejszyć energochłonność transportu cieczy, przyczyniając się równocześnie do wzrostu trwałości pomp i niezawodności ich pracy.

7. Energooszczędna eksploatacja pomp i ich instalacji

7.1. Ogólne zasady eksploatacji energooszczędnej

Użytkownik obiektu pompowego ma decydujący wpływ na energochłonność procesów transportu cieczy w obiekcie, jak również niekiedy – poza obiektem pompowym. Dysponuje on dość szerokim wahlarzem działań[17], mieszczących się w kategorii świadomie prowadzonej energooszczędnej eksploatacji poszczególnych pomp i całej instalacji. Wykonując je może znacząco poprawić efektywność transportu cieczy, uzyskując dzięki temu wymierne korzyści finansowe, a równocześnie korzystnie wpływając na efekty energetyczne i środowiskowe w skali całego kraju. Wspomniane działania, to:

- przestrzeganie zaleceń zawartych w Dokumentacji Techniczno–Ruchowej,
- systematyczne monitorowanie sprawności η_z zespołów pompowych i η_c procesu przetłaczania cieczy w obiekcie pompowym,
- kontrola luzów hydraulicznych w uszczelnieniach wewnętrznych,
- racjonalne sterowanie pracą obiektu pompowego typu PI,
- optymalna regulacja wydajności obiektów pompowych typu P II i P IV,
- uzgodnienie z odbiorcą racjonalnego kształtu charakterystyki odbiornika,
- wykonanie zabiegów modernizacyjnych omówionych w rozdz. 6.

7.2. Przestrzeganie zaleceń zawartych w DTR

Użytkownik obiektu pompowego powinien ściśle przestrzegać zaleceń montażowych i eksploatacyjnych zawartych w Instrukcji Obsługi (w przypadku małych pomp) lub Dokumentacji Techniczno–Ruchowej (DTR) w przypadku dużych pomp. Niewłaściwy montaż zespołu, np. niedostatecznie dokładne osiowanie pompy i silnika, lub uszczelnienia zewnętrznego także może prowadzić do zwiększonego zużycia energii przez zespół pompowy, podobnie jak nie przestrzeganie zasad racjonalnej eksploatacji.

W szczególności należy dokonywać (jeśli nie jest prowadzony systematyczny monitoring sprawności η_z i poziomu drgań) okresowych przeglądów, remontów bieżących i głównych. Podczas każdego demontażu pompy konieczne jest sprawdzanie m.in.

- szerokości szczelin w uszczelnieniach wirników oraz międzystopniowych,
- stanu powierzchni kanałów przepływowych
- stopnia zużycia i stanu powierzchni tarczy odciążającej i przeciwtarczy w pompach wielostopniowych,
- stanu powierzchni tulei dławnicowej w dławnicach na szczeliwo miękkie lub stanu powierzchni roboczych uszczelnień czołowych (mechanicznych).

7.3. Monitorowanie sprawności η_z i η_c

Podczas eksploatacji pompy następuje naturalne zużywanie się elementów stykających się z przepływającą cieczą wskutek korozji, erozji spowodowanej zanieczyszczeniami w postaci cząstek stałych oraz lokalnej kawitacji. Ta ostatnia może występować w fazie początkowej, trud-

[17] Rutynowe działania z zakresu racjonalnej obsługi pomp omówiono szczegółowo w [19].

nej do wykrycia. W rezultacie tych procesów, powiększa się, nieraz bardzo znacznie, chropowatość powierzchni kanałów przepływowych oraz powstają wżery lub jeszcze poważniejsze uszkodzenia (wyrwy lub przelotowe otwory w łopatkach, tarczach wirnika, a nawet ściankach kadłuba).

Wynikiem procesów zużycia jest następujące w sposób ciągły zmniejszanie się sprawności pompy. W ciągu kilku – kilkunastu lat pracy, bez odpowiedniego przeciwdziałania, jej sprawność może zmniejszyć się o $\Delta\eta = 8...15$, a niekiedy nawet o 20 punktów procentowych. Powodowane tym straty energii mogą być bardzo znaczne. Należy więc okresowo – co najmniej 2 razy w roku – wyznaczać sprawność η_z wg wzoru (32), mierząc uprzednio wielkości Q, H i P_{el} a następnie porównać ją ze sprawnością deklarowaną przez wytwórcę. W przypadku większych pomp i/lub braku danych fabrycznych, należy ocenić ponadto η samej pompy w sposób omówiony w podrozdz. 6.1 (tabl.1 ad 1, tabl.2 ad 1.3).[18)]

Podobnie powinno się kontrolować poziom sprawności całego obiektu, wyznaczając η_c wg p.5.1.4. Interesujący przykład monitorowania sprawności η_c niewielkiej pompowni wodociągowej przedstawiono w [47].

7.4. Kontrolowanie luzów hydraulicznych w uszczelnieniach wewnętrznych

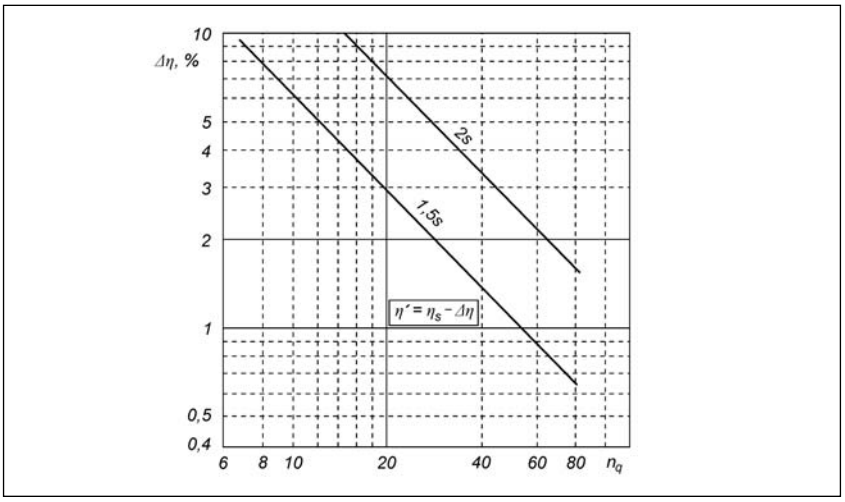
Wskutek procesów wymienionych w podrozdz. 7.3, powiększają się również szerokości s luzów hydraulicznych w uszczelnieniach wirników (rys. 38) i innych uszczelnieniach wewnętrznych. Przykładowe, nominalne wartości tych luzów podano w tabl.4.

Tablica 4. Wartości luzów hydraulicznych w uszczelnieniach wirnika i uszczelnieniach międzystopniowych wg norm fabrycznych jednej z wytwórni pomp

Zakres średnic	ponad	50	120	180	250	315
mm	do	120	180	250	315	400
Luz nominalny L_w średnicowy, mm (Rys.39)		0,3		0,4	0,5	
Odchyłka, mm		–0,08	–0,1	–0,1	–0,15	

Zdarza się, że luzy promieniowe ($s = L_w/2$), wynoszące nominalnie ok. 0,2 mm, powiększają się po dłuższym czasie do ok. 1 mm lub jeszcze bardziej. Jednym z oczywistych skutków tego jest wzrost strat objętościowych i spadek sprawności pompy. Wpływ powiększenia luzów o 50% i o 100% na sprawności pomp o wyróżnikach $n_q = 7 \div 80$, pokazano na Rys. 44. Jak widać, dla pomp o najmniejszych wyróżnikach szybkobieżności, nawet niewielkie powiększenie szerokości s może znacznie obniżać ich sprawności.

[18)] Znane są, lecz bardzo rzadko stosowane, sposoby ciągłego, bezpośredniego wyznaczania sprawności metodą termodynamiczną, na podstawie pomiaru różnicy temperatur w króćcu tłocznym i ssawnym pompy, z dokładnością $\pm 0{,}001$°C.



Rys.44. Wpływ powiększenia szerokości s szczeliny osiowej w uszczelnieniu na szyi wirnika na sprawność pompy [1]; ηs sprawność pompy dla szczeliny o nominalnej szerokości s ($L_h = 2s$)

Dodatkowym, bardzo niekorzystnym skutkiem jest wzrost zawirowania cieczy w obszarze I przed wirnikiem (Rys.37), zmieniający znacznie rozkład ciśnień $p_I(r)$, co prowadzi do znacznego niekiedy wzrostu wartości hydraulicznej siły wzdłużnej F_w [19]. Końcowym efektem jest zmniejszenie trwałości łożyska oporowego lub zmniejszenie stopnia niezawodności pracy (jeśli pompa ma np. tarczę odciążającą).

Proces zużycia należy więc kontrolować, ściśle przestrzegając zawartych w DTR zaleceń dotyczących okresowych przeglądów i remontów. W przypadku pomp o dużych mocach, byłoby bardzo pożądane stałe monitorowanie parametrów pracy pompy, do czego jednak konieczne jest posiadanie aparatury do m.in. bezpośredniego, termodynamicznego pomiaru sprawności (p. odsyłacz 18).

7.5. Racjonalne sterowanie pracą obiektu pompowego typu PI

Sposób sterowania wydajnością pompowni, minimalizujący zużycie i – najczęściej – również koszty energii, omówiono szczegółowo w podrozdz. 4.5. Szacunkowe obliczenia wykonane dla pompowni rozpatrywanej w przykładzie 7 pokazały, że stosując różne warianty pracy pomp (np. 1 pompa pracująca przez 8 godzin, zaś dwie – przez 16 godzin na dobę), spełniające warunki (23)÷(25), uzyskuje się istotnie różniące się ilości zużywanej energii. W wariancie najlepszym zużycie energii w ciągu doby było o ponad 10% niższe, niż w wariancie najgorszym z rozpatrywanych; daje to różnicę w rocznym zużyciu energii blisko 1 mln kWh. Pompy w analizowanej pompowni miały regulację zmiennoobrotową, a więc w żadnym z wariantów nie występowały straty dławienia.

Analizując wyniki obliczeń dla poszczególnych możliwych kombinacji parametrów pracy pomp można było zauważyć, że niektóre pozornie równorzędne warianty pracy wykazują wyraźnie

większe zużycie energii, rzędu 1000 a nawet 1500 kWh na dobę. Oznacza to różnicę w zużyciu energii rzędu 0,5 mln kWh/a. Nie ma przy tym wyraźnych przesłanek, które pozwoliłyby obsłudze na intuicyjny dobór najkorzystniejszych wydajności i czasów pracy poszczególnych zestawów pomp. Dostatecznie uzasadnia to celowość eksploatacji opierającej się na zaproponowanym rachunku optymalizacyjnym.

Należy zaznaczyć, że o ile do znalezienia najlepszego wariantu pracy pompowni PI konieczne jest przeprowadzenie optymalizacji komputerowej, to sam proces sterowania, zmierzającego do realizacji tego wariantu, może być prowadzony „ręcznie".

7.6. Optymalna regulacja wydajności obiektów pompowych typu P II i P IV

Zasadę prowadzenia optymalnej pracy obiektów P II i PIV omówiono w podrozdz. 4.5. Wymaga ona, aby w każdej chwili t spełnione były warunki (28) i (29). Również w tym przypadku można uzyskać wyniki godne uwagi. Oszacowano, że dla pompowni P II (Rys. 18), współpracującej z pompownią PI z poprzedniego przykładu, stosując optymalną regulację wydajności można uzyskać zmniejszenie zużycia energii do 15% w porównaniu do zużycia przy tradycyjnej eksploatacji. Oznacza to oszczędności energii sięgające 1,7 mln kWh/a.

W omawianym przypadku nie jest już możliwe „ręczne" sterowanie pracą pompowni, gdyż spełnienie warunku (28) wymaga wielowariantowych, bieżących obliczeń w czasie rzeczywistym. Konieczny jest więc optymalizacyjny program komputerowy sterujący w sposób ciągły pracą pompowni i znajdujący najkorzystniejszy energetycznie w każdej chwili wariant pracy obiektu pompowego. Należy podkreślić, że dla obu pompowni z podrozdz. 7.5. i 7.6 obliczenia wykonano przy założeniu, że same pompy i sposób ich regulacji pozostają niezmienione, natomiast optymalizuje się przebieg procesu sterowania/regulacji w ciągu doby.

8. Poprawa efektywności energetycznej jako wynik współdziałania dostawcy i odbiorcy cieczy

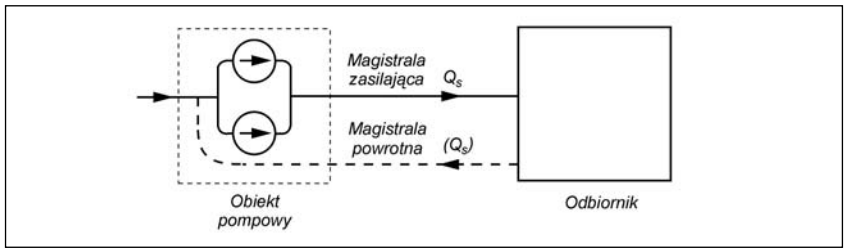
8.1. Wpływ kształtu charakterystyki obiektu zasilanego na zużycie energii przez grupę pomp

8.1.1. Możliwe kształty charakterystyki obiektu zasilanego

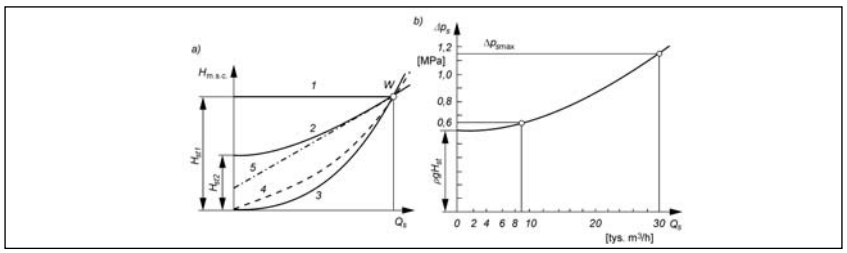
Rzadko kiedy przemysłowy lub komunalny układ pompowy ma tak prostą budowę, jak na Rys.4. Charakterystyka takiego układu jest wówczas jednoznacznie określona równaniami (1); użytkownik może ją co prawda zmienić, za pomocą zaworów regulacyjnych, ale są to zmiany deterministyczne, zaplanowane i jednoznacznie określające nową charakterystykę $H_{uk}(Q_s)$.

Częściej spotyka się instalacje złożone z kilku (kilkunastu) pomp i wielu gałęzi rurociągów, zawierających także inne niż pompy urządzenia (kotły wodne, wymienniki itp.), jak również z wielu elementów, do których dostarczana jest ciecz (np. węzły ciepłownicze w m.s.c. lub poszczególni odbiorcy cieczy w m.s.w).

W celu lepszego rozpoznania wzajemnych relacji między poszczególnymi elementami całego systemu, celowe jest wyodrębnienie w nim obiektu pompowego o którym wielokrotnie mówiono w poprzednich rozdziałach oraz obiektu zasilanego (odbiornika), połączonego z obiektem pompowym magistralą przesyłową (Rys.45).



Rys.45. Obiekt pompowy, magistrala zasilająca (i ew. powrotna) oraz odbiornik



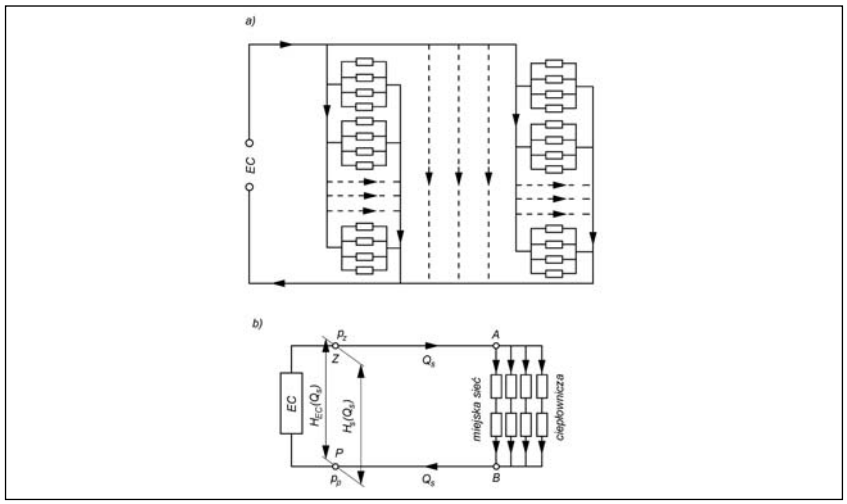
Rys.46. Różne możliwe postacie charakterystyk układu zasilanego przez obiekt pompowy (a); charakterystyka części m.s.c. w Warszawie (b)

Charakterystyki ogromnej większości układów: odbiornik + magistrala przesyłowa można przedstawić w postaci paraboli (1a). Zależnie od udziału H_{st} (1b) i $H_{dyn} = aQ^2$ w H_{uk}, charakterystyka m.s.c. lub jednego z wielu innych odbiorników może mieć kształt krzywych 1, 2 lub 3, pokazanych na Rys. 46 a. Jeśli $H_{st} = 0$, co ma miejsce np. w przypadku instalacji c.o. w domku lub budynku mieszkalnym, to charakterystyką będzie parabola 3. Jeśli $H_{st} >> H_{dyn}$, co zachodzi np. dla układu: rurociąg wody zasilającej + kocioł w bloku elektrowni, to charakterystyka będzie zbliżona do poziomej prostej 1.

8.1.2. Charakterystyka m.s.c. i jej racjonalizacja

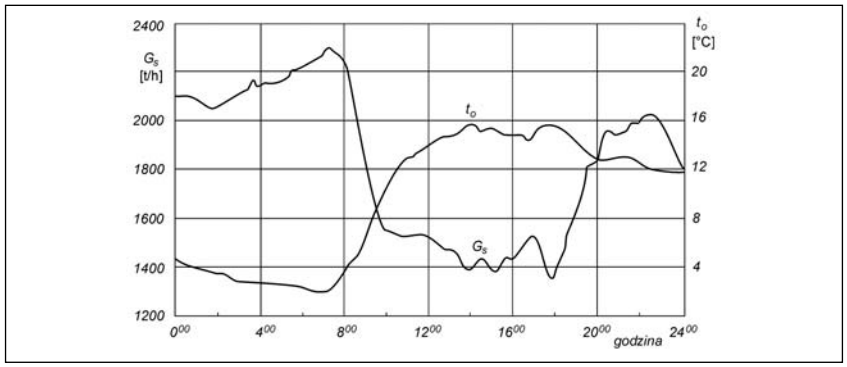
Układem bardzo złożonym jest miejska sieć ciepłownicza, która stanowi obwód zamknięty zaczynający się na wyjściu z EC lub CK (zasilanie), a kończący się na wejściu (powrót). Między początkiem i końcem sieci nie ma różnicy poziomów, stąd $H_{st} = 0$; charakterystyka m.s.c. ma więc tylko część dynamiczną, na którą składają się opory przepływu $\Delta h_{\mathrm{mag}} = a_1 Q^2$ w magistralach przesyłowych oraz łączne opory Δh_{odb} w odbiornikach, tj.: węzłach ciepłowniczych i łączących je rurociągach. Zbiór węzłów ciepłowniczych jest połączony z magistralami szeregowo (Rys.47a). Węzły ciepłownicze, niezależnie od ich liczby i konfiguracji, są połączone ze sobą równolegle; każdy prostokąt na Rys.47a reprezentuje jeden lub większą liczbę oporów, także połączonych równolegle. Wypadkową stratę ciśnienia w takim układzie odbiorników

będzie zawsze przedstawiała parabola $\Delta h_{\mathrm{odb}} = a_1 Q^2$. Stąd łączne straty w sieci ciepłowniczej $\Delta h_s = \Delta h_{\mathrm{mag}} + \Delta h_{\mathrm{odb}} = a_1 Q^2 + a_2 Q^2 = a Q^2$ będzie przedstawiała parabola 3 na Rys. 46 a. Paraboliczna pozostałaby charakterystyka m.s.c. także wówczas, gdyby część odbiorników była ze sobą połączona szeregowo. Aby nie komplikować rozważań przyjęto, że cała m.s.c. położona jest na terenie płaskim.



Rys.47. Schemat ideowy m.s.c. (a); połączenie m.s.c. z EC lub CK (b)

Rzeczywista, racjonalna charakterystyka m.s.c. powinna uwzględniać wymagane, minimalne spadki ciśnień w regulatorach pogodowych węzłów ciepłowniczych oraz pewien zapas ciśnienia na nieprzewidziane sytuacje w sieci. Powinna to być więc krzywa 2, pośrednia między 1 i 3. Tymczasem jednak od EC i CK wymaga się nadal utrzymywania stałego ciśnienia dyspozycyjnego $\Delta p_s = p_z - p_p = const$ (prosta 1 na Rys.46 a), niezależnie od warunków pracy m.s.c. i przy różnych strumieniach Q_s. Było to uzasadnione 30-40 lat temu, kiedy nie było regulatorów pogodowych w węzłach ciepłowniczych, zaś ilość ciepła wysyłaną do odbiorców regulowano jakościowo, tj. przez zmianę temperatury wody tz przy stałym Q_s.



Rys.48. Zmiana strumienia G_s wody sieciowej spowodowana przez regulatory pogodowe w jednej z m.s.c. w wyniku zmian temperatury otoczenia t_o (31 marca 1998 r.)

Obecnie, praktycznie już we wszystkich m.s.c. funkcjonuje regulacja pogodowa. Powszechne zautomatyzowanie węzłów ciepłowniczych powoduje znaczne wahania strumienia Q_s nie tylko w ciągu roku, ale także w ciągu doby (Rys. 48), zwłaszcza w okresach przejściowych (jesień--zima, zima-wiosna. Szybkie i duże zmiany wartości Q_s powodują konieczność wprowadzenia regulacji ilościowej strumienia Q_s, jako uzupełnienie powolnej regulacji jakościowej. Przyjęcie takiego lub innego kształtu charakterystyki m.s.c. ma wielki wpływ, z jednej strony na wybór racjonalnego sposobu regulacji parametrów pomp sieciowych [16] zaś z drugiej – na straty energii wskutek dławienia przepływu (m.in. przez zawory regulatorów pogodowych w węzłach) w m.s.c.

Przykład 10

Wartość strat dławienia można ocenić na podstawie Rys. 46 b dla części m.s.c. Warszawy; przyjmując średni w ciągu sezonu grzewczego strumień Q_{ssr}= 20000 m^3/h i $\Delta p_s = \Delta p_{smax}$= =1,15 MPa $= const$ zamiast $\Delta p_{ssr} \cong$ 0,85 MPa otrzyma się straty mocy $\Delta P = Q_{ssr}(\Delta p_{smax} - \Delta p_{ssr})$= = (20000/3600) (0,3·10^6/10^3) $\cong$ 1670 kW, którym odpowiadają straty energii elektrycznej w ciągu sezonu grzewczego $\Delta E = \Delta P \cdot 5000h$ = 1670 · 5000 $\cong$ 8,3 mln kWh/a. Straty te są wynikiem pracy ze stałym ciśnieniem dyspozycyjnym, zamiast Δp_s wynikającym z charakterystyki m.s.c. wg Rys. 46 b.

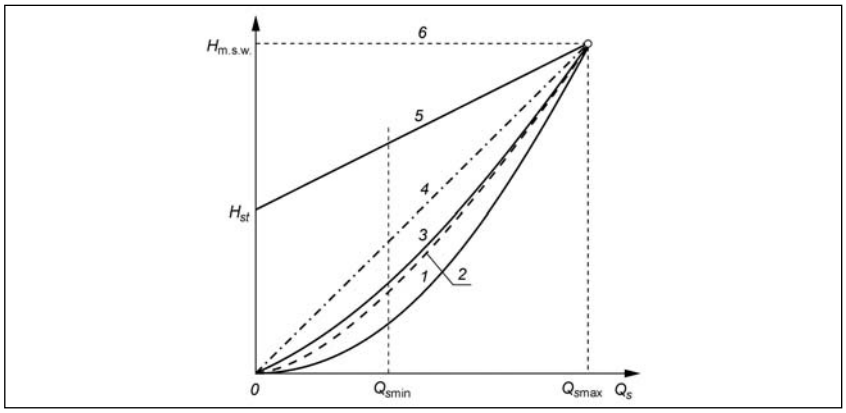
W skali całego kraju straty dławienia wynikające z utrzymywania prostoliniowych charakterystyk $H_{m.s.c}$=$const$ są bardzo duże. Oceniono, że końcowym efektem uzgodnienia racjonalnych charakterystyk m.s.c. oraz wprowadzenia dostosowanej do nich regulacji zmiennoobrotowej pomp sieciowych powinno być uzyskanie oszczędności energii elektrycznej sięgających w EC 600...1000 mln kWh w skali całego kraju, oraz równie dużych oszczędności w CK.

Należy dodać, że konsekwencją prowadzenia eksploatacji źródeł ciepła i m.s.c. w dotychczasowy sposób, są nie tylko skutki ogólnogospodarcze (rozdz. 1), ale także zwiększone koszty ciepła obciążające jego odbiorców, czyli nas wszystkich.

8.1.3. Charakterystyka m.s.w. i jej racjonalizacja

Trudniej, niż w przypadku m.s.c., jest ocenić charakterystykę miejskiej sieci wodociągowej, ponieważ:
- w sieci jest bardzo wiele punktów odbioru (rozbioru) wody, w związku z czym następuje stopniowe zmniejszenie się strumienia Q_s w coraz dalej położonych odcinkach sieci,
- rozkład pobieranych strumieni jest stochastycznie zmienny w czasie i w przestrzeni,
- bardzo złożona może być struktura sieci, np. sieć pierścieniowa zasilana z kilku pompowni.

Charakterystyki odcinków w których płynie stały i dostatecznie duży strumień cieczy (np. główna magistrala, a także jej odgałęzienia), wskutek czego przepływ jest turbulentny, są parabolami o równaniu $\Delta H = aQ^2_s$ (Rys. 49, krzywa 1). Przy bardzo małym rozbiorze, np. w nocy, przepływy w niektórych odcinkach sieci mogą stać się laminarne lub przejściowe; w takich warunkach charakterystykę może przedstawiać linia 3 o początkowym odcinku prostoliniowym lub nawet linia prosta 4.



Rys.49. Różne postacie charakterystyk m.s.w.

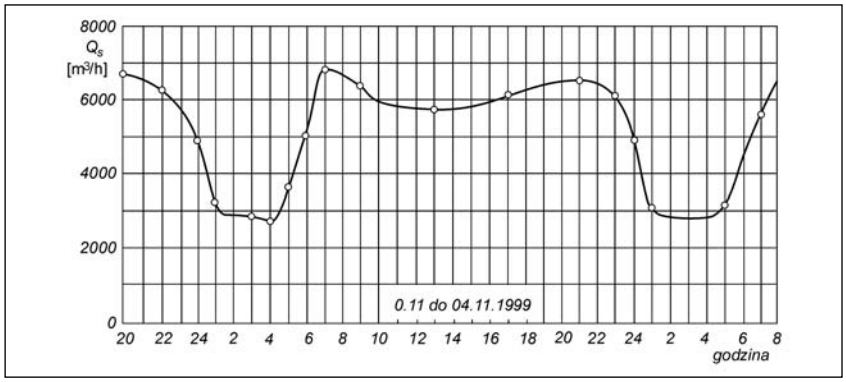
Przyjmuje się, że w ogólnym przypadku charakterystykę m.s.w. przedstawia równanie

$$H_{\text{m.s.w.}} = H_{\text{st}} + aQ^n_s \tag{47}$$

przy czym różni autorzy podają $n = 1...2$ [42], [44].

Na Rys. 49 pokazano kilka możliwych postaci charakterystyk, dla różnych wartości wykładnika: $n = 1$(krzywa 4), $n = 1{,}5$ (krzywa 2), $n = 2$ (krzywa 1) – we wszystkich przypadkach $H_{\text{st}} = 0$; krzywa 5 przedstawia prostą ($n = 1$) dla $H_{\text{st}} > 0$, zaś prosta 6 – graniczny przypadek charakterystyki $H_{\text{m.s.w.}} = const$, niezależnej od wartości Q_s. Dla typowych sieci z rozbiorem wody i wysokością $H_{\text{st}} > 0$, odpowiadającą różnicy poziomów między zbiornikiem czerpalnym pompowni a najwyżej położonymi punktami rozbioru odbiorców (powiększonej o wymagane najmniejsze ciśnienie w miejscu rozbioru), charakterystykę (47) przedstawia się jako prostą 5[45].

W bardzo wielu przypadkach odbiorcy żądają jednak od dostawcy wody utrzymywanie stałego ciśnienia, a więc współpracy obiektu pompowego z m.s.w. o charakterystyce przedstawionej prostą 6 na Rys. 49. Tylko w czasie znacznie zmniejszonego zapotrzebowania w nocy (Rys.50)



Rys.50. Typowy przebieg rozbioru wody – wg dobowego rozkładu wydajności jednej z pompowni zasilających dużą m.s.w.

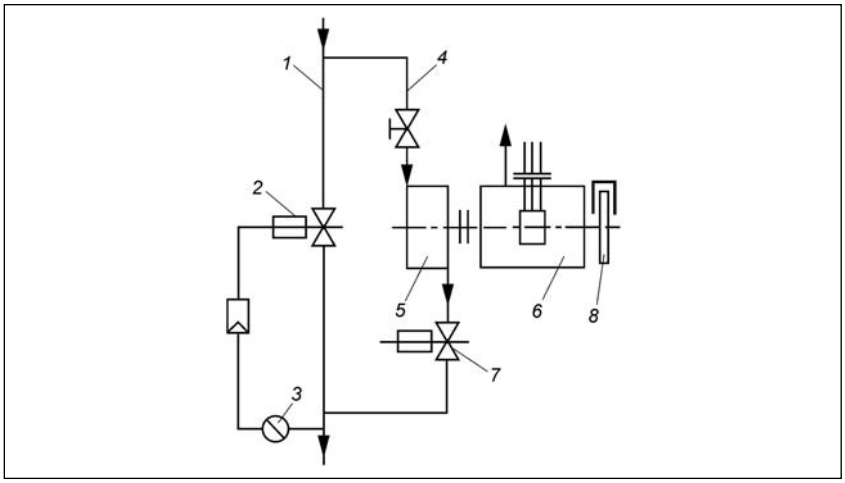
dopuszcza się znaczne obniżenie ciśnienia dyspozycyjnego, np. z p_2 = 0,58 MPa do $p`_2$ = 0,53 MPa. Typowy, dobowy wykres $Q_s(t)$ dla jednej z pompowni tłoczących wodę bezpośrednio do m.s.c., pokazano na Rys. 50. Przyjęcie charakterystyki pośredniej między 4 i 5 (a więc mniej korzystnej niż paraboliczna) zamiast 6 spowodowałoby, przy pracy ze stałą średnia wydajnością Q_{sr} = 0,5 (Q_{min}+ Q_{max}), zmniejszenie zużycia energii o ponad 20%. Dodatkowe oszczędności można by uzyskać wprowadzając regulację zmiennoobrotową wydajności pomp.

8.2. Inne działania odbiorców powiększające efektywność energetyczną systemu

8.2.1. Likwidacja sztucznego dławienia przez zastosowanie turbin wodnych

W p.6.2.1 wskazano na możliwość eliminacji strat sztucznego dławienia przez zastąpienie zaworów i/lub kryz dławiących turbinami wodnymi lub pompami pracującymi jako turbiny. Ten sposób odzysku (rekuperacji) energii jest nierzadko stosowany w bardzo różnych obiektach, takich jak: układy odwadniania kopalń, różne instalacje chemiczne, instalacje odsalania wody, zakłady wodociągowe, oczyszczalnie ścieków, instalacje w górnictwie naftowym i petrochemii itp. Zależnie od wielkości i rodzaju instalacji, rozporządzalnego spadku ciśnienia i strumienia objętości cieczy stosowane są różne maszyny rekuperacyjne. W przypadku niewielkich mocy generowanych na zaciskach prądnicy ($P_{\text{gen}} \leq$ ok. 80 kW) stosowane są zwykle pompy pracujące jako turbiny (przepływ od króćca tłocznego do ssawnego, kierunek obrotów przeciwny, niż przy pracy pompowej), zaś rolę prądnicy pełni silnik indukcyjny. W przypadku większych mocy, sięgających kilkuset i więcej kW, stosowane są profesjonalne turbiny wodne Francisa lub Banki-Michella. Tak np. w instalacji oczyszczania gazu w wytwórni amoniaku jednego z krajowych zakładów azotowych z powodzeniem od ponad 20 lat eksploatowana jest turbina Francisa o mocy 415 kW [32]. Maszyny rekuperacyjne mogą być wykorzystywane do bezpośredniego napędu różnych maszyn roboczych, lub też wytworzoną energię elektryczną oddawać do sieci. W tym przypadku muszą być zaopatrzone w regulator prędkości obrotowej i hamulec.

Schemat przykładowej instalacji z pompą pracującą jako turbina wodna, w węźle regulacyjnym

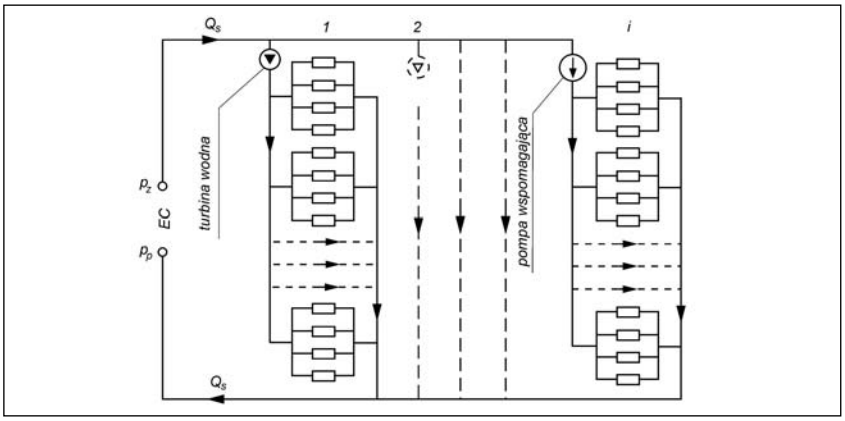


Rys.51. Schemat instalacji z pompą wirowa pracującą jako turbina w stacji redukcyjnej ciśnienia zakładu uzdatniania wody

sieci wodociągowej, pokazano na Rys. 51. Woda doprowadzona do węzła przewodem 1 była dławiona w zaworze 2, w celu utrzymania za węzłem stałego ciśnienia, mierzonego przetwornikiem 3. Odzyskanie energii traconej w zaworze 2, stało się możliwe po skierowaniu wody przewodem obejściowym 4 do pompy dwustrumieniowej 5 pracującej jako turbina i napędzającej generator 6. Do dodatkowej regulacji układu stosowany jest zawór 7. Przy całkowicie zamkniętym zaworze 2 i spadku ciśnienia $\Delta p = 0{,}45$ MPa turbina osiąga moc $P_{\text{gen}} \cong 85$ kW. Hamulec 8 zabezpiecza maszynę przed rozbieganiem i wynikłymi w skutek tego gwałtownymi zmianami parametrów ruchu, których skutkiem mogłoby być uderzenie hydrauliczne, rozprzestrzeniające się w sieci rurociągów. Można wskazać na jeszcze jedno możliwe zastosowanie takiego rozwiązania w m.s.c., likwidującego sztuczne dławienie w pobliżu elektrociepłowni [17].

Przykład 11

Różnica ciśnień $\Delta p_{\text{s}} = p_{\text{z}} - p_{\text{p}}$ wody sieciowej na zasilaniu i powrocie EC musi być na tyle duża, aby pokonać opory przepływu na całej długości magistrali zasilającej i powrotnej oraz w najbardziej odległych od EC grupach ogrzewanych obiektów. Z tego względu w przypadku dużych miast dyspozycyjna wysokość podnoszenia, mierzona na przyłączach EC, zawiera się w granicach $H_{\text{EC}} = 85...110$ m.



Rys.52. Zastosowanie pomp pracujących jako turbiny wodne oraz pomp wspomagających w m.s.c.

Opory przepływu w poszczególnych gałęziach 1,2..., i m.s.c. (Rys. 52) nie powinny przekraczać 25...30 m, stąd w początkowych gałęziach sieci ciśnienie jest zbyt wysokie i należy je zmniejszyć – przez dławienie – o $h_{\text{dl}} \cong 60...80$ m. Przyjmując dla uproszczenia, że dla całej m.s.c. jest średnio tylko $h_{\text{dl sr}} = 30$ m, otrzyma się np. dla części sieci warszawskiej zasilanej przez EC Siekierki ($Q_{s\text{sr}} \cong 20000$ m^3/h) stratę mocy skutek dławienia $\Delta P_{\text{dl}} = \rho g \Delta H_{\text{dl}} Q_{sl} = 1635$ kW. Traconą wskutek tego ilość energii elektrycznej, mierzonej na zasilaniu pomp sieciowych, można dla sezonu grzewczego ($T_a \cong 5000$ h) oszacować na co najmniej $\Delta E_{\text{dl}} = \Delta P_{\text{dl}} T_a = 8{,}2$ mln kWh rocznie.

Znaczną część tej energii można odzyskać instalując w początkowych gałęziach m.s.c. turbiny wodne lub pompy pracujące jako turbiny wodne. Przy przeciętnej sprawności zespołu: turbina

(pompa jako turbina) + generator, wynoszącej $\eta_{zt} = 0{,}7$, można by uzyskać $E = \Delta P_{dl} \cdot \eta_{zt} \cong 5{,}7$ mln kWh/a energii elektrycznej oddawanej do sieci energetycznej – tylko dla tej jednej elektrociepłowni. W skali całego kraju można by uzyskać w ten sposób co najmniej 200-300 mln kWh.

8.2.2. Przeniesienie regulacji pogodowej z m.s.c. do źródła ciepła

Stosunkowo niedawno przedstawiono nową koncepcję regulacji pogodowej w systemie EC+m.s.c. lub CK+m.s.c., polegająca na przeniesieniu głównego elementu regulacji pogodowej z węzłów ciepłowniczych do źródła ciepła (CK lub EC) i sprowadzenia tym samym funkcji regulatorów pogodowych w węzłach do roli pomocniczej [17], [22].

Punktem wyjścia jest założenie, iż nawet w dużych aglomeracjach miejskich m.s.c. nie jest na tyle rozległa, aby różnice temperatur na jej krańcach oraz w otoczeniu EC przekraczały wartość 1(2)°C. W takim przypadku miejsce reagowania na stosunkowo szybkie, chwilowe zmiany temperatury otoczenia może być usytuowane w pobliżu połączenia EC z m.s.c., zamiast w kilkuset czy więcej węzłach ciepłowniczych. Mierzone temperatury to byłyby analizowane przez komputer głównego układu regulacji, zaś sygnały związane z ich chwilowymi wzrostami lub spadkami sterowałyby prędkościami obrotowymi poszczególnych pomp i /lub włączaniem/wyłączaniem poszczególnych pomp.

Algorytm i program byłyby podobne jak w przypadku bieżącej (w czasie rzeczywistym) optymalizacji procesu regulacji pomp w pompowni wodociągowej tłoczącej wodę do sieci miejskiej o stochastycznie zmiennym zapotrzebowaniu $Q_s(t)$ (podrozdz. 4.5.). Program wymagałby stosunkowo niewielkiej adaptacji dostosowującej go do potrzeb współpracy systemu: EC+m.s.c. Powinien on współpracować z innym programem, liczącym przepływy i spadki ciśnień w poszczególnych gałęziach złożonych wewnętrznych instalacji wody sieciowej oraz generującym aktualną charakterystykę $H_{EC}(Q_s)$ (por. porozdz.6.1 – omówienie p. 3.4 tablicy 1).

Końcowym efektem działania układu regulacji, umiejscowionego w EC lub CK, byłaby natychmiastowa zmiana strumienia Q_s wysyłanego z EC spowodowana zmianą temperatury T_o. W najdalszych punktach m.s.c. zmiana ta nastąpiłaby najdalej po kilkudziesięciu sekundach, zgodnie z wzorem $t = L/a$, gdzie L – długość magistrali, a – prędkość rozchodzenia się zaburzeń (prędkość dźwięku w wodzie), t – opóźnienie zmiany Q_s .

Większe, długotrwałe zmiany temperatury otoczenia prowadziłyby do zmiany temperatury strumienia wody sieciowej, dokonywanej wg dotychczasowych zasad. Jednak również w tym przypadku powinno się pracować nad stworzeniem w najbliższej przyszłości kompleksowego systemu regulacji ilościowo jakościowej, reagującego zarówno na szybkie jak i na wolne zmiany temperatury to i dostosowujące do nich strumień Q_s i temperaturę t_z wody sieciowej.

Dotychczasowe regulatory pogodowe pełniłyby pożyteczną rolę pomocniczą, doregulowując strumień wody płynący do budynku zależnie od warunków wynikających z jego położenia (nasłonecznienie, osłonięcie od wiatrów itp.). Ograniczenie ich oddziaływania na m.s.c. wyeliminowałoby znaczne straty energii powodowane dławieniem przepływu przez zawory regulatorów, a ponadto przyczyniłoby się zapewne do zmniejszenia pulsacji obserwowanych w niektórych miejscach m.s.c. [22].

Zaproponowane rozwiązanie można zastosować zwłaszcza, i w pierwszej kolejności, w małych aglomeracjach, o niezbyt rozległej sieci ciepłowniczej (mała długość L) i praktycznie takiej samej temperaturze otoczenia to w całej aglomeracji.

8.2.3. Zastosowanie pomp wspomagających w odległych odgałęzieniach m.s.c.

W przykładzie 11 wskazano na możliwość eliminowania strat dławienia, będących skutkiem zbyt wysokiego ciśnienia w pobliżu EC. U odbiorców ciepła położonych przy najdalszych odgałęzieniach m.s.c. występuje niekiedy sytuacja przeciwna – zbyt małego ciśnienia dopływającej tam wody. Aby tego uniknąć buduje się pośrednie przepompownie sieciowe, które są jednak drogie i kosztowne w eksploatacji. Możliwe jest także inne rozwiązanie – zastosowanie odrębnych pomp wspomagających, zainstalowanych w najbardziej oddalonych odgałęzieniach (Rys. 52). Koncepcja ta jest aktualnie przedmiotem wspólnych prac prowadzonych w ITC PW i SPEC S.A. w Warszawie i być może niedługo doczeka się pilotażowej instalacji.

9. Uzupełniające przykłady związane z doborem, regulacją i eksploatacją pomp

9.1. Energetyka i ciepłownictwo

Przykład 12

Niewielka CM zaopatruje w ciepło część miasta, dostarczając do m.s.c. wodę w ilości $Q_s = 100...400$ m³/h w sezonie grzewczym. Ciepłownia ma część węglową, z 3 kotłami wodnymi WR5 i 1 kotłem WR10, o mocach cieplnych odpowiednio po 5 i 10 MW, oraz nową część gazową z dwoma kotłami o mocach cieplnych po 6,5 MW. W części węglowej zainstalowane są 4 dość wyeksploatowane pompy jednostopniowe PJM o wydajnościach $Q_{znam} = 75$ do 150 m³/h, wysokościach podnoszenia $H_{znam} = 72$ do 105 m i niezbyt wysokich sprawnościach $\eta_{\max} = 0{,}70...0{,}72$, regulowane dławieniowo. W części gazowej zainstalowano 5 nowych pomp monoblokowych LP o parametrach: $Q_{znam} = 125$ m³/h, $H_{znam} = 52$ m i sprawnościach $\eta_{\max} \cong 0{,}76$. Mniejsze, w porównaniu z PJM, wysokości podnoszenia LP są wynikiem znacznie mniejszych, niż w kotłach WR, oporów przepływu w kotłach gazowych.

W związku z rosnącymi cenami gazu przyjęto, że w sezonie będzie pracowała głównie kotłownia węglowa, zaś kotły gazowe będą włączane awaryjnie lub podczas bardzo silnych mrozów. Prosta analiza wykazała, że przy $Q_s < 340$ m³/h powinny pracować tylko pompy LP, natomiast dopiero przy $Q_s > 340$ m³/h powinno przejść się na pracę pomp PJM, ze względu na silnie rosnące $H_{\text{m.s.c.}}$ ze wzrostem Q_s (paraboliczna charakterystyka m.s.c.!). Okazało się natomiast, że zupełnie nieopłacalne byłoby zaopatrzenie pomp PJM w przetwornice częstotliwości i oparcie pracy ciepłowni na tych właśnie pompach: zużycie energii przez 2 pompy PJM regulowane zmiennoobrotowo byłoby większe od zużycia energii elektrycznej przez 3 lub 4 pompy LP regulowane dławieniowo. Dodatkowo jeszcze jedną z pomp LP można by zaopatrzyć w przetwornicę częstotliwości.

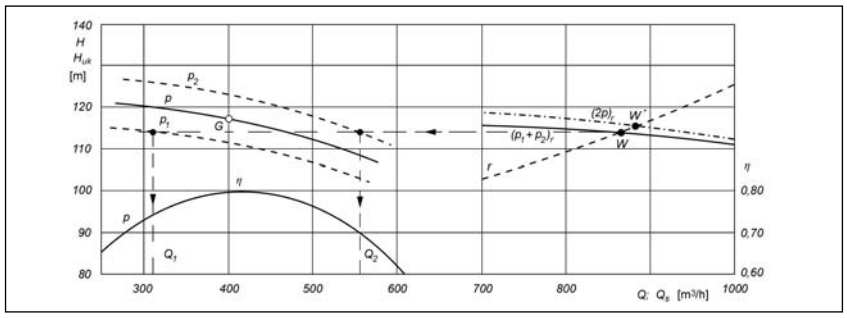
Najbardziej jednak efektywne energetycznie byłoby łącznie:
• zainstalowanie dwóch ($m = 1$, $m_r = 1$) nowych dużych pomp o parametrach $Q_{znam} = 360$ m³/h, $H_{znam} = 65$ m, z jedną przetwornicą częstotliwości,
• zainstalowanie odrębnej niewielkiej pompy do obiegu zimnego zmieszania. Łączne zużycie energii przez pompy zmniejszyłoby się wówczas o 28% (i o 14% w odniesieniu do zużycia przez całą ciepłownię). Wspomniane wyżej działania bezinwestycyjne (praca tylko pomp LP przy $Q < 340$ m³/h) dałyby zmniejszenie zużycia energii przez pompy o ok. 11%.

Przykład 13

W p.4.3.2 wspomniano o znacznych oszczędnościach energii możliwych do uzyskania poprzez wymianę dwóch tzw. 50%-owych pomp zasilających w bloku 200 MW na jedną pompę 100% wą. Inne potencjalne oszczędności, wynikające ze zmian związanych z pomocniczą instalacją wody wtryskiwanej do przegrzewaczy wtórnych, przedstawiono w przykładzie 6.

Na szczególną uwagę zasługuje także najprostszy wariant modernizacji, polegający na zmniejszeniu średnicy d_2 łopatek wirników. Aktualnie pracujące pompy mają parametry znamionowe $Q_{znam} = 396$ m³/h, $H_{znam} = 2045$ m, natomiast z wykonanych pomiarów wynika, że nawet podczas maksymalnego obciążenia bloku wystarczyłoby $Q_{znam} = 365$ m³/h, $H_{znam} = 1800$ m. Z tego względu sprzęgła pracują z poślizgiem co najmniej 10%. Zmniejszenie poślizgu, przez zmniejszenie parametrów znamionowych do Q_{znam}, H_{znam}, pozwoliłoby na uzyskanie oszczędności energii blisko 1 mln kWh/a dla jednego bloku, praktycznie bez żadnych nakładów (wytoczenia łopatek można dokonać podczas planowanego remontu pompy). Podobna sytuacja występuje w większości krajowych bloków 200 MW a także 125 MW; bez żadnych nakładów, „od ręki", można więc uzyskać znaczne oszczędności energii w skali całej energetyki.

Dobierając pompy należy uwzględnić możliwy negatywny wpływ na ich pracę fabrycznie różniących się charakterystyk pomp, katalogowo identycznych. Różnice są wynikiem różnych (w dopuszczalnych granicach) rzeczywistych odchyłek wykonawczych, zwłaszcza odlewów. Polska Norma [38] dopuszcza dla pomp klasy 1 (np. pompy zasilające) odchyłki wysokości podnoszenia dla punktu gwarantowanego G (Rys. 53) $\Delta H/HG = \pm 3\%$, zaś dla pomp klasy 2 (większość pomp) $\pm 5\%$. Podany niżej przykład dotyczy sytuacji, spotykanych często zwłaszcza w elektrociepłowniach.



Rys.53. Równoległa współpraca dwóch fabrycznie (formalnie) jednakowych pomp *(p)* o różnych charakterystykach rzeczywistych *(p1, p2)*

Przykład 14

Na rysunku 53 pokazano liniami przerywanymi możliwe charakterystyki (p_1 , p_2) dwóch formalnie jednakowych pomp o parametrach znamionowych wyznaczających równocześnie punkt gwarantowany $Q_{znam} = Q_G = 400$ m³/h, $Q_{znam} = H_G = 117$ m. Znamionowa charakterystyka pompy (p) przedstawiona jest linią ciągłą, zaś charakterystyka rurociągu (r) – linią przerywaną. Wydajność grupy pomp $p_1 + p_2$ w punkcie pracy (W) wynosi $Q_{sW} = 865$ m³/h przy wydajnościach $Q_1 = 310$ m³/h (0,78 Q_{znam}), $Q_2 = 555$ m³/h (1,39 Q_{znam}). Pompa p_1 jest więc niedociążona, zaś pompa p_2 – znacznie przeciążona, co skutkuje jej obniżoną ok. 10 punktów procentowych sprawnością, przeciążeniem silnika napędowego i (być może) pracą w obszarze kawitacji zaczątkowej. Ważnym skutkiem jest zwiększone zużycie energii.

Obie pompy są napędzane silnikami $P_s = 200$ kW o sprawności $\eta_s = 0{,}95$. Zakładając, że pompy tłoczą wodę zimną ($\rho \cong 1000$ kg/m³) można wyznaczyć łączną pobieraną przez nie moc elektryczną (z sieci):

$$P_{el} = \frac{1000 \cdot 9{,}81}{0{,}95 \cdot 3600}\left(\frac{310 \cdot 113{,}8}{0{,}74} + \frac{555 \cdot 113{,}8}{0{,}70}\right) \cdot 10^{-3} = 396{,}5\ kW$$

Gdyby obie pompy miały jednakowe charakterystyki (krzywa p na Rys. 53), to ich charakterystyką wypadkową $(2p)_r$ byłaby linia punktowa, zaś punkt pracy $W`$ odpowiadałby nieco większej łącznej wydajności $Q`_s = 880$ m³/h. Pomimo to, moc pobierana z sieci przez silniki obu pomp byłaby o blisko 8% mniejsza:

$$P_{el} = \frac{1000 \cdot 9{,}81}{0{,}95 \cdot 3600} \cdot 2\,\frac{440 \cdot 115{,}5}{0{,}795} \cdot 10^{-3} = 366{,}7\ kW$$

stąd różnica obu mocy P_{el} = 396,5 – 366,7 kW. Przy pracy pomp przez $T_a = 5100$ h w ciągu roku daje to pokaźną różnicę zużycia energii $\Delta E = 152000$ kWh. Stosunkowo prosto można skorygować charakterystyki p_1 , p_2, doprowadzając je do postaci p:

- wirnik pompy p_2 należy minimalnie obtoczyć ($\Delta d_2 = 5...6$ mm, p. 6.3.3),
- wirnik pompy p_1 należy trochę poprawić, „podciągając" do góry charakterystykę p_1, przez zastosowanie zabiegów omówionych w p. 6.3.3. Uzyska się wówczas oszacowane wyżej oszczędności ΔE energii elektrycznej.

W przypadku pomp eksploatowanych przez wiele lat i nie remontowanych, rozbieżności parametrów pracy pomp mogą być jeszcze większe, niż według Rys. 53. Jeszcze mniej korzystna sytuacja może wystąpić w przypadku grupy pomp obiegowych w elektrociepłowniach, pracujących na wspólny kolektor, lecz dość znacznie od siebie oddalonych. Odnosząc charakterystyki pomp do jednego umownego punktu [16] w celu ich dodania, otrzymuje się charakterystyki zredukowane, mogące różnić się od siebie jeszcze bardziej niż na Rys. 53. Obserwowano, że poszczególne pompy pracują z diametralnie różnymi wydajnościami, co poza w/w negatywnymi skutkami powoduje zwiększenie energochłonności pompowania. Wspomniany problem nie zaistniałby, gdyby pompy mogły pracować ze zmienną prędkością obrotową. Analogiczna sytuacja występuje podczas współpracy dużych pomp wody chłodzącej tłoczącej ją do wspólnego kolektora.

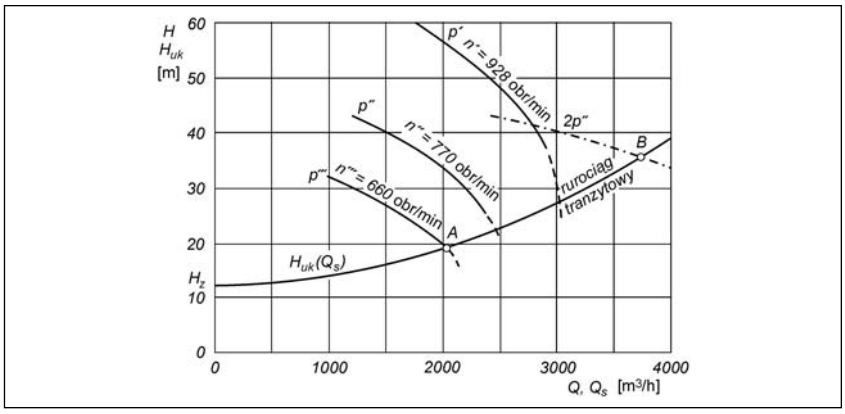
9.2. Zaopatrzenie w wodę

Przykład 15.

Stację uzdatniania wody łączy z jednym z odbiorców stary, skorodowany rurociąg żeliwny DN 500 o długości $l = 10$ km. Średni (w skali roku) strumień płynący rurociągiem wynosi $Q_{ssr} = 1000$ m³/h. Stosując zależność (45) na wysokość strat w rurociągu można oszacować, że wymiana tego rurociągu na stalowy rurociąg DN 800 przyniosłaby zmniejszenie strat hydraulicznych o $\Delta h = 30$ m. Moc elektryczna, jaką pobierają pompy w stacji, przy sprawności (wzór 41) $\eta_c \cong 0{,}60$, mogłaby się zmniejszyć o $\Delta P_{el} = \rho g Q_{ssr} \Delta h/\eta_c = 136{,}3$ kW. Uzyskane w wyniku tego oszczędności energii wyniosłyby w ciągu roku $\Delta E = P_{el} \cdot T_a = 136{,}3 \cdot 8760 \cong$ 1,2 mln kWh. Wymiana rurociągu jest inwestycją kosztowną, ale w rachunku kosztów należy też uwzględnić oszczędności wynikłe z likwidacji wycieków wody oraz zmniejszenia awaryjności.

Przykład 16

W dużej pompowni wodociągowej zainstalowane są 4 poziome pompy dwustrumieniowe o parametrach $Q_{znam} = 2100$ m³/h, $H_{znam} = 60$ m przy $n_{znam} = 985$ obr/min, regulowane zmiennoobrotowo za pomocą kaskad tyrystorowych. Pompownia (rodzaju PI wg podrozdz.4.5) tłoczy wodę ze zbiornika stacji uzdatniania do oddalonego o kilkanaście kilometrów dużego zbiornika wyrównawczego, z którego druga pompownia (rodzaju P II) dostarcza ją do sieci miejskiej. Pompownia PI była projektowana na wydajność 150000 m³/dobę, wskutek zaś zapotrzebowania malejącego systematycznie w ostatnim dziesięcioleciu przetłacza zaledwie 70-75 tys. m³/dobę. Pompy przestały więc być dobrze dopasowane do wymagań odbiorcy.



Rys.54. Charakterystyki $p`, p``, p```$, pompy dwustrumieniowej przy różnych prędkościach obrotowych, charakterystyka $H_{uk}(Q_S)$ rurociągu tranzytowego oraz punkty pracy A i B układu

Praca jednej pompy, wystarczająca w zasadzie do pokrycia zapotrzebowania, nie jest możliwa ze względu na znacznie rozwiniętą wówczas kawitację (charakterystyka $p`$ na Rys. 54). Pracuje więc na zmianę jedna pompa z prędkością $n``` = 0{,}67\ n_{znam}$ (punkt A) i wydajnością $Q = Q_s$ 2050 m³/h przy $H \cong 19$ m – w godzinach szczytu energetycznego, lub poza szczytem – równolegle

dwie pompy (punkt B) z prędkościami $n`` = 0{,}78\ n_{znam}$ i łączną wydajnością $Q_s = 3750$ m³/h. Pompa pojedyncza, mimo znacznie zmniejszonej prędkości obrotowej, pracuje już w pobliżu granicy kawitacji, natomiast dwie pompy – z dość znacznie obniżonymi sprawnościami; średni współczynnik energochłonności pompowania wynosi $e \cong 0{,}12$ kWh /m³.

Ze względu na specyfikę pompowni PI, poza szczytem (przez ok. 15h) mogłyby pracować dwie pompy z wydajnością $Q_s = 4800$ 5000 m³/h – z pełną prędkością obrotową i w pobliżu swoich sprawności maksymalnych. W godzinach szczytu pompownia nie pracowałaby w ogóle. Jednak ze względu na stromą charakterystykę $H_{uh}(Q)$ rurociągu tranzytowego pompy miałyby wówczas wysokości podnoszenia $H =$ 50-54 m, co znacznie zwiększyłoby energochłonność i – mimo postoju w szczycie – koszty pompowania.

W danym przypadku najkorzystniejsze byłoby zainstalowanie jednej większej pompy o parametrach $Q_{znam} = 3500$ (3750) m³/h i $H_{znam} =$ 40-42 m i o odpowiednio wyższej sprawności. Optymalnie sterując pracą tej pompy można by obniżyć energochłonność pompowania do $e` <$ 0,10 kWh/m³, zaś w jeszcze większym stopniu – koszt przetłoczenia 1 m³ wody (ze względu na niższe koszty energii przy pracy poza szczytem energetycznym).

Od pewnego czasu można zauważyć rosnącą liczbę przypadków umieszczania pomp zatapialnych w instalacjach suchych, z równoczesnym usuwaniem pracujących tam pomp wałowych lub typowych diagonalnych i całkowitą przebudową instalacji. Jest to nieuzasadnione technicznie i tym bardziej – ekonomicznie. Znacznie tańsze byłoby wykonanie profesjonalnego remontu pomp istniejących, ze zmianą wirników na wykonane z materiału odpornego na korozję i erozję oraz ewentualnym zastosowaniem uszczelnień mechanicznych. Pompy całkowicie wyeksploatowane należałoby zastąpić nowymi pompami tego samego typu, wysokosprawnymi, z energooszczędnymi silnikami elektrycznymi połączonymi z pompami nie za pomocą wałów i sprzęgieł sztywnych, lecz wałów Cardana. Powszechnie obecnie stosowane osiowanie laserowe pozwoliłoby na uniknięcie dotychczasowych problemów z dokładnym ustawieniem pompy względem silnika.

Przykład 17

Na terenie jednego z większych przedsiębiorstw wodociągowych zbudowano pompownię wody surowej, przeznaczoną do zainstalowania pomp diagonalnych, w typowym wykonaniu dwustropowym z silnikami na górnym stropie. Po kompletnym wyposażeniu obiektu i zakupieniu pomp (!) zmieniono koncepcję i zainstalowano 4 pompy zatapialne z silnikami zaopatrzonymi w płaszcze chłodzące (wymuszone, wewnętrzne chłodzenie silników). Producentem pomp była dość znana wytwórnia europejska. Od chwili uruchomienia pompowni rozpoczęło się pasmo kłopotów. Silniki przegrzewały się, ze względu na zatykanie się cząsteczkami stałymi wlotów wody do płaszczy, które z tego powodu po pewnym czasie zdemontowano. Czujniki wilgoci wykazywały zawilgocenie uzwojeń wskutek przecieków przez wadliwe korpusy i przez uszczelnienia mechaniczne. Pompy zaczęły ponadto przeciekać „do góry", w miejscu przejścia kabla przez dławik do silnika. Z usterkami walczono przez 2 lata, zanim sytuację opanowano.

Należy dodać, że zastosowane rozwiązanie jest podwójnie niekorzystne energetycznie:
a) silniki z płaszczami chłodzącymi mają o kilka (4...6) procent niższe sprawności w porównaniu do sprawności typowych silników klatkowych, stąd bezpośrednio zwiększona energochłonność pompowania,
b) wielokrotne naprawy spowodowały konieczność niepotrzebnego, dodatkowego zużycia energii elektrycznej (por. podrozdz. 3.4, wniosek 2).

9.3. Transport ścieków

Przykład 18

Analogiczna jak w przykładzie 17 sytuacja tyle, że z innymi konsekwencjami, ma miejsce w dużej miejskiej przepompowni ścieków, o średnio dobowej wydajności $Q_{ssr} \cong 2200$ m³/h. Tam również wymieniono pionowe pompy wałowe, z silnikami umieszczonymi na stropie pompowni, na poziome pompy zatapialne w instalacji suchej (z płaszczami chłodzącymi). Są to duże pompy: $Q_{znam} = 2100$ m³/h, $H_{znam} = 29{,}5$ m, $P_s = 250$ kW. Ze względu na wspomniane wyżej niższe sprawności silników z płaszczami chłodzącymi, wzrost zużycia energii elektrycznej w ciągu roku można szacować na ok. $\Delta E = 50000$ kWh/a.

Dodatkowe, poważne trudności są wynikiem aktualnego niedopasowania pomp do zmniejszonej w ciągu ostatnich kilku lat wydajności pompowni o ok. 50%. Sterowanie liczbą włączonych równolegle pomp zależy od strumienia dopływających ścieków. Na ogół pracuje obecnie jedna pompa, z wydajnością znacznie przekraczającą wydajność maksymalną wg charakterystyk producenta. Pompa pracuje przy tym ze znacznie obniżoną sprawnością (por. np. Rys. 3), co powoduje zużycie energii powiększone o ok. 0,2 mln kWh w ciągu roku. Skutkiem najbardziej dotkliwym dla użytkownika jest przeciążenie silnika napędowego, co w połączeniu z pogorszonym chłodzeniem silnika (analogicznie, jak w przykł. 17) powodowało wielokrotne awarie silników (uszkodzenie uzwojeń). Poza znacznymi kosztami, naprawy wiążą się także z dodatkowym zużyciem energii, o którym mowa w podrozdz. 3.4.

Rozwiązaniem powinno być dostosowanie pomp do zmienionych warunków pracy (p.6.3.3) oraz zmiana chłodzenia silników, na zewnętrznie wymuszone chłodzenie czystą wodą lub chłodzenie powietrzne.

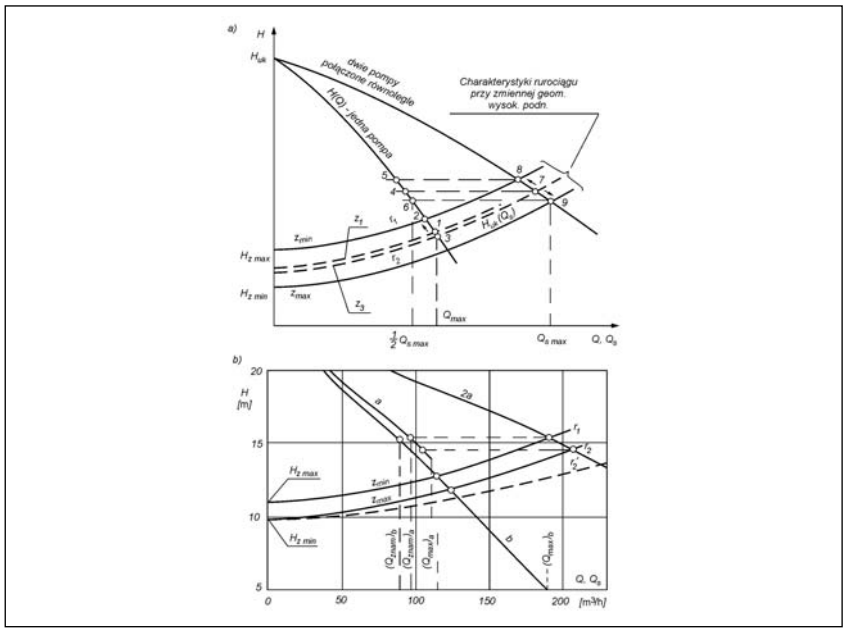
Przykład 19

W pompowni osadów pokoagulacyjnych jednej ze stacji uzdatniania wody pracowały jednostopniowe pompy poziome Z2K produkcji krajowej. Pompy spełniały wymagania odnośnie do wydajności i wysokości podnoszenia, natomiast nie były dostatecznie odporne na ścieranie. Ciecz pompowana, $pH = 5...7$, zawiera 0,2% suchej masy osadu. Ponieważ wytwórca nie był w stanie zapewnić odpowiedniej trwałości elementów hydraulicznych, zakupiono i instalowano pompy zatapialne z mniej znanej wytwórni europejskiej, przystosowane do pracy w instalacji suchej. Okazało się, że charakterystyki $H(Q)$ nowych pomp były o ok. 8% obniżone w porównaniu do charakterystyk katalogowych, zaś silnik (25 kW) był większy niż poprzednio (22 kW), ze względu na dość niską sprawność $\eta_s \cong 0{,}90$ silnika zatapialnego ze specjalnym obiegiem

czynnika chłodzącego. Przy tym celowość wyboru pomp takiego właśnie typu była co najmniej dyskusyjna. Ponadto przerobiona instalacja hydrauliczna pompowni miała większe niż poprzednio opory przepływu, wskutek czego pompy nie osiągały wymaganej wydajności, natomiast zużywały o ok. 12% więcej energii elektrycznej, niż poprzednio. Dobór wysokosprawnych pomp odpowiedniego rodzaju, tzn. pomp z typowym silnikiem klatkowym i w odpowiednim wykonaniu materiałowym, przy sprawnościach $\eta \cong 0{,}81$ oraz $\eta_s \cong 0{,}93$ skutkowałby zmniejszeniom zużycia energii przez dwie równolegle współpracujące pompy o ok. 100000 kWh/a, tj. o ok. 22% w porównaniu do zużycia energii przez nowe pompy.

Przykład 20

W niewielkiej przepompowni ścieków komunalnych zainstalowano pompy **a** z renomowanej wytwórni. Były to 3 pompy zatapialne umieszczone w instalacji suchej. W normalnych warunkach powinna pracować jedna pompa, przy zwiększonym napływie ścieków powinna włączyć się druga, zaś w sytuacjach awaryjnych (np. burza) – pompa trzecia. Warunki pracy pomp pokazano na Rys. 55. Punkty na Rys. 55a oznaczają: 1 – załączenie pojedynczej pompy, 2 – wyłączenie pojedynczej pompy, 3→7 – włącznie drugiej pompy, 8 – wyłączenie obu pomp, 9 – włączenie trzeciej pompy (rezerwowej).



Rys.55. Parametry pracy pompy pojedynczej i dwóch pomp pracujących równolegle w przepompowni ścieków: **a** – pompa zainstalowana początkowo, **b** – pompa, która zastąpiła pompę **a**

Krzywe r_1 , r_2 na Rys. 55 przedstawiają charakterystyki układu $H_{uk} = H_z + aQ_s^2$ dla minimalnego (z_{min}) i maksymalnego (z_{max}) poziomu ścieków, krzywa $r`_2$ inną możliwą charakterystykę, dla mniejszych oporów przepływu.

Parametry znamionowe pomp dobrano do przypadku równoległej współpracy dwóch pomp (punkty 7-4 na Rys.55a). Był to błąd, ponieważ przez większą część czasu pracuje tylko jedna pompa (punkty 2,1 aż do 3). Do równoległej pracy dwóch pomp **a** (charakterystyka **2a** na Rys. 55b) nie było zastrzeżeń. Problemy pojawiały się wówczas pojedyncza pompa a pracowała z wydajnością w zakresie $Q \cong (1{,}4...1{,}5)\ Q_{\text{znam}\,a}$, podczas gdy jej dopuszczalna wydajność wynosiła $Q_{\max a} \cong 1{,}24\ Q_{\text{znam}\,a}$. W wyniku powyższego:

- pojedyncza pompa pracowała w obszarze rozwiniętej kawitacji (hałas, drgania),
- sprawność pompy była obniżona,
- moc pobierana z sieci była o 15% większa od mocy znamionowej silnika.

Po trwających ponad rok kłopotach i związanych z nimi zwiększonych kosztach eksploatacji, pompy a wymieniono na pompy **b** dla których $Q_{\max b}/Q_{\text{znam}\,a} \cong 2$. Kłopoty skończyły się natychmiast i pompy do dziś pracują wzorowo, zaś zużycie energii w skali roku zmniejszyło się aż o ok. 50%, ponieważ ze względu na wymienione wyżej objawy, pracowała stara pompa Z2K, o nadmiernie dużej wysokości podnoszenia (konieczność dławienia) i silniku o mocy $P_s = 55$ kW zamiast 22 kW.

Przykład 21

W pompowni recyrkulacji wewnętrznej jednej z oczyszczalni ścieków zainstalowano dwie pompy śmigłowe o parametrach $Q_{\text{znam}} \cong 1500$ m³/h, $H_{\text{znam}} = 1{,}93$ m, przy $n_{\text{znam}} = 1450$ obr/min. Przetłaczały one zawiesinę kłaczków osadu czynnego w wodzie nasyconej tlenem i zawierającej znaczną ilość pęcherzyków powietrza, o gęstości $\rho \leq 1050$ kg/m³ (koncentracja $\varphi \leq 5\%$) i lepkości $v = 1{,}1...1{,}2$ cSt. Pompy, pracujące niezależnie od siebie, tłoczyły ciecz rurociągami ϕ 0,6 x 123 m do komory osadu czynnego, pobierając ciecz w drugim końcu komory. Charakterystyka układu $Q_{\text{uk}} = aQ_2 = \Delta h$ pokrywała się z charakterystyką strat przepływu, gdyż geometryczna wysokość podnoszenia była $H_z = 0$.

Z obliczeń wykonanych przez użytkownika pompowni wynika, że przy maksymalnej dopuszczalnej wydajności jednej pompy $Q_{\max} = 1535$ m³/h opory przepływu wynosiły $\Delta h = 0{,}73$ m, podczas gdy wysokość podnoszenia pompy była wówczas $H_{\min} = 1{,}54$ m. Pompy pracowały więc z wydajnościami $Q > Q_{\max}$ – w obszarze intensywnej kawitacji. Jej zewnętrznymi objawami były duże drgania, dudnienia, znaczne wahania pobieranego prądu a nawet obracanie się pomp w łożach. Widocznym skutkiem były znaczne uszkodzenia łopat wirnika spowodowane erozją kawitacyjną. Zmniejszenie wydajności przez dławienie i wyjście w ten sposób z obszaru kawitacji nie wchodziło w rachubę, ze względu na charakterystykę mocy na wale rosnącą przy zmniejszaniu Q – potrzebne byłoby powiększenie silnika z 17,5 do 27,5 kW.

Użytkownik wybrał inne rozwiązanie, polegające na zastosowaniu falownika [23]. Zmniejszenie prędkości obrotowej do $n` = 812$ obr/min pozwoliło na pracę bez kawitacji, z wydajnością zmniejszoną do $Q \cong 990$ m³/h, która jednak okazała się wystarczająca. Pompa była więc źle dobrana do instalacji, a przyczyną było prawdopodobnie błędne obliczenie oporów przepływu cieczy w układzie. Zmniejszenie prędkości obrotowej pozwoliło także na dwukrotne zmniejszenie zużycia energii przez pompy

10. Uwarunkowania finansowe i formalne modernizacji instalacji pompowych

10.1. Bariery utrudniające zmniejszenie energochłonności pompowania

10.1.1. Bariery finansowe

Należy z dużym naciskiem podkreślić, ze działania modernizacyjne omówione w rozdz. 6,7,8, zmierzające do powiększenia efektywności energetycznej pompowania, nie nastręczają większych trudności technicznych. Barierami stają się natomiast w bardzo licznych przypadkach względy finansowe. Można wymienić dwa aspekty tego problemu:

a. Kondycja finansowa niewielkich przedsiębiorstw komunalnych, takich jak Przedsiębiorstwa Energetyki Cieplnej, Zakłady Wodociągowo Kanalizacyjne czy oczyszczalnie ścieków, jest w wielu przypadkach nie najlepsza lub wręcz zła. Większość zużywanej przez nie energii elektrycznej, i to w ponad 90% przypadków nieracjonalnie, idzie na pompowanie wody pitnej, sieciowej (c.o. i c.w.u.) i ścieków; jednak firmy te nie są na ogół w stanie samodzielnie ponosić nakładów na modernizacje, zmniejszające energochłonność pompowania.

b. Gminy, którym podlega znaczna część wymienionych wyżej przedsiębiorstw, muszą dużą część swego budżetu przeznaczać na finansowanie oświaty, opieki zdrowotnej oraz rozwój infrastruktury i też nie są na ogół w stanie wspomóc działań modernizacyjnych wymienionych w a).

c. Większość krajowych wytwórców pomp jest w nie najlepszej sytuacji finansowej, ze względu na systematycznie kurczące się zamówienia na nowe pompy, części zamienne i usługi remontowe oraz znaczne opóźnienia w płatnościach za dostarczone wyroby. Ze względu na bardzo silną konkurencję ze strony przodujących wytwórni światowych przemysł krajowy ma coraz mniejszy udział w rynku pompowym. Nie jest więc w stanie np. kredytować dostaw w zamian za udział w późniejszych zyskach z modernizacji, co byłoby interesującym rozwiązaniem części problemów finansowych.

10.1.2 Bariery formalne i organizacyjne

a. Dostawy nowych urządzeń i poważniejsze remonty dokonywane są na zasadzie przetargów publicznych. Niestety, generalnie stosowaną zasadą rozstrzygania przetargów jest najniższa oferowana cena (80% możliwych do uzyskania punktów). Kupowane są więc urządzenia najtańsze, często o niezbyt wysokiej jakości i niskosprawne, zaś remonty powierzane są nierzadko firmom, które nie mają pojęcia o prawidłowym wykonaniu oferowanych usług, ale proponują najniższą cenę. Efektem końcowym jest więc pozostawanie efektywności energetycznej modernizowanego obiektu na dotychczasowym poziomie lub wzrost tylko minimalny.

b. Inną barierą wzrostu efektywności energetycznej jest sposób podejmowania decyzji o wyborze konkretnych pomp, których parametry znamionowe Q_{znam} , H_{znam} wybrano wcześniej zgodnie z zasadami przedstawionymi w podrozdz. 3.2. Decyzja formalnie należy do projektanta, ten jednak często ulega naciskom inwestora i dobiera pompy w sposób nieracjonalny lub wręcz dziwny; mogą to być pompy dobrej jakości lecz nie spełniające niektórych istotnych wymagań (np. co do $Q_{\max}$ – por. przykład 20). Efektem są kłopoty, o których była mowa w tym i w innych przykładach.

c. Niekiedy projektanci dobierają niewłaściwe parametry znamionowe Q_{znam} , H_{znam} , niezgod-

nie z zasadami podanymi w rozdz. 3. Brak jest jednak jakiejkolwiek kontroli tego doboru, a więc weryfikacji projektu przez niezależnych ekspertów.

10.2. Możliwości pokonywania trudności

10.2.1. Fundusze strukturalne

Jednym z możliwych sposobów pokonania barier finansowych byłoby wykorzystanie europejskich funduszy strukturalnych, ujętych w tzw. VII Programie Ramowym. Przewiduje on możliwość znacznych (do 50%, a niekiedy – nawet do 75%) dofinansowań inwestycji proekologicznych, w tym – zwiększających efektywność energetyczną procesów. Informacje o zasadach udziału i spełnienia wymogów formalnych wniosku o dofinansowanie można znaleźć na stronie internetowej *www.funduszestrukturalne.gov.pl*. Pomocy informacyjnej i merytorycznej może też udzielić Krajowa Agencja Poszanowania Energii.

Inna możliwość – to skorzystanie ze wsparcia Fundacji Ochrony Środowiska (tzw. Eko Funduszu). Szczegółowe informacje na jego temat można znaleźć na stronie internetowej *www.ekofundusz.org.pl*. Małe i średnie przedsiębiorstwa, a takie są głównie w sektorze gospodarki komunalnej, mogą też korzystać z pomocy Polskiej Agencji Rozwoju Przedsiębiorczości (*www.parp.gov.pl*).

Skorzystanie ze wsparcia finansowego w/w programów wymaga znacznego wysiłku, włożonego w prawidłowe przygotowanie wniosku, ale może być bardzo opłacalne dla beneficjenta tego wsparcia.

10.2.2. Krajowy program zmniejszenia energochłonności transportu cieczy

Trudności wymienione w podrozdz. 10.1 mogłyby zostać wydatnie zmniejszone w wyniku działań systemowych, gdyby udało się uruchomić ogólnokrajowy program zmniejszenia energochłonności transportu cieczy, zwłaszcza w gospodarce komunalnej.

W styczniu 2004 r. podpisano umowę rozpoczynającą „Program Efektywnego Wykorzystania Energii w Napędach Elektrycznych (PEMP)". Program o wartości 4,5 mln USD, finansowany przez ONZ-owski Globalny Fundusz Środowiska GEF, ma doprowadzić do upowszechnienia w kraju energooszczędnych silników elektrycznych [36], [41]. Jest to bardzo ważny program, mogący przynieść wymierne korzyści krajowym producentom i użytkownikom silników elektrycznych. Z analiz wynika jednak, że ponad 5-krotnie większe korzyści mógłby przynieść program poprawy efektywności pompowania obejmujący wszystkie inne możliwości wykorzystania działań modernizacyjnych, omówionych w rozdz. 6, 7, 8. Jest to propozycja dyskusyjna, warta chyba jednak poważnego rozważenia.

Celem proponowanego programu byłoby:
a) Wydatne zmniejszenie zużycia energii elektrycznej w procesach transportu cieczy w Polsce i związane z tym efekty ekonomiczne i ekologiczne.
b) Poprawa kondycji wielu przedsiębiorstw gospodarki komunalnej (m.in. ciepłowni miejskich,

zakładów wodociągowych, komunalnych przepompowni ścieków) i związane z tym możliwości powiększenia liczby miejsc pracy w tych zakładach.
c) Ożywienie lokalnego przemysłu pompowego, skutkujące wzrostem produkcji i usług remontowych; prawdopodobne byłoby zwiększenie liczby miejsc pracy w fabrykach tej branży.
d) Stworzenie realnych możliwości obniżenia opłat dla ludności za c.o., ciepłą i zimną wodę oraz odprowadzenie ścieków w wyniku zmniejszenia kosztów transportu cieczy.

Podmiotami, tj. czynnymi uczestnikami projektu i zarazem beneficjantami, byłyby niewielkie i średniej wielkości przedsiębiorstwa gospodarki komunalnej wymienione przykładowo w punkcie b), niektóre zakłady przemysłu terenowego i inni użytkownicy instalacji pompowych.

Odpłatnym udziałem w projekcie mogliby zostać objęci także użytkownicy pomp z dużych zakładów, stosunkowo lepiej sytuowanych finansowo, takich jak elektrociepłownie, elektrownie przemysłowe i zawodowe, zakłady chemiczne i petrochemiczne itp., co wydatnie rozszerzyłoby skalę możliwych efektów.

Realizacja programu mogłaby przynieść wymierne korzyści dla przedsiębiorstw i dla całego kraju:
• wydatne zmniejszenie kosztów transportu cieczy, o co najmniej 0,6 1,0 mld zł/a w skali całego kraju,
• zmniejszenie „produkcji" zanieczyszczeń przez energetykę cieplną, w tym obniżenie emisji CO_2 o co najmniej 7 mln ton rocznie,
• ułatwienie uzyskania w 2010 r. 7,5% go udziału energii elektrycznej produkowanej ze źródeł odnawialnych w całej produkcji, wskutek zmniejszenia bazy odniesienia (np. ze 144 do 137,5 mld kWh/a.),
• korzyści wynikające z osiągnięcia celów założonych w punktach b, c, d.

Program umożliwiłby wsparcie działań modernizacyjnych u użytkowników poprzez (przykładowo):
• bezpłatne wykonanie audytu energetycznego,
• częściowo odpłatne opracowanie koncepcji/projektu wstępnego, a następnie projektu technicznego oraz wszelką pomoc merytoryczną,
• wsparcie finansowe prac modernizacyjnych,

jak również wsparcie działań w sferze produkcji pomp poprzez:

• wytypowanie wybranych typowielkości pomp, których produkcję warto rozpocząć w Polsce (np. duże pompy dwustrumieniowe do wody, niektóre pompy zatapialne do ścieków itp.).
• wsparcie finansowe w zakresie projektów i uruchomienia produkcji pomp (np. dofinansowanie wykonania modeli odlewniczych),
• wsparcie ewentualnej akcji promocyjno marketingowej.

Pomoc dla przedsiębiorstw komunalnych mogłaby być bezzwrotna lub częściowo zwrotna (kredytowanie spłacane z zysków osiągniętych w wyniku zmniejszenia zużycia energii elektrycznej).

Kompleks zagadnień wchodzących w zakres projektu jest znacznie trudniejszy do realizacji, niż sama wymiana pomp na wysokosprawne czy silników na energooszczędne, może za to przynieść znacznie większe efekty ekonomiczne i ekologiczne. Warto więc pomyśleć o utworzeniu lobby, które zaczęłoby działać w kierunku jego uruchomienia.

10.3. Działania formalne sprzyjające powiększeniu efektywności energetycznej transportu cieczy.

Oprócz wskazania dróg pokonywania trudności celowe lub wręcz niezbędne są także inne działania, umożliwiające w stosunkowo bliskiej perspektywie wydatne zwiększenie efektywności energetycznej transportu cieczy w Polsce.

10.3.1. Przepisy prawne wymuszające zmniejszenie energochłonności

W ślad za dokumentami przywołanymi w rozdz. 1 pójdą działania formalno prawne, w postaci ustaw, normatywów itp. które spowodują, że obniżanie energochłonności procesów w gospodarce stanie się obligatoryjne. Odpowiednich przepisów i dokumentów należy oczekiwać już w 2008 r.

Oprócz wymogów obligatoryjnych już zaczęły być stosowane deklaracje dobrowolne, trudne jednak do zignorowania ze względu na ogromną konkurencję na rynku pomp. Jest to znakowanie pomp etykietami energetycznymi, na których wytwórcy deklarują stopień energochłonności urządzenia, od A (najniższy) do G (najwyższy). W podobne etykiety zaopatrywany jest od kilku lat sprzęt gospodarstwa domowego (pralki; lodówki). Od 2006 r. rozpoczęto w UE etykietowanie małych pomp cyrkulacyjnych do domowych instalacji c.o. Planuje się objęcie systemem etykietowania także innych, najbardziej rozpowszechnionych typów pomp, których łączna produkcja w krajach UE przekracza 250 tys. sztuk rocznie. W pierwszej kolejności będą to jedno- i wielostopniowe pompy do wody czystej i lekko zanieczyszczonej, następnie – inne pompy jednostopniowe.

10.3.2. Akcja szkoleniowa i propagandowa

Brak działań efektywnościowych jest często wynikiem niedostatecznej wiedzy użytkowników pomp i instalacji pompowych. Ten ostatni mankament można wyeliminować stosunkowo łatwo, intensyfikując działalność informacyjną wśród szerokiego kręgu użytkowników, przedstawiającą i wyjaśniającą cele i sposoby zmniejszenia energochłonności. Należy upowszechniać przeświadczenie o konieczności wykonywania audytów energetycznych oraz ciągłego lub okresowego monitorowania pracy zespołów pompowych. Ważnym punktem powinno być kontrolowanie poziomu sprawności tych zespołów, co jeszcze należy do rzadkości. Dużą rolę mają tu do odegrania specjalności z wiodących krajowych uczelni technicznych. Koszty ich ekspertyz i analiz są znikomo małe w porównaniu do możliwych korzyści.

Stosowną, bardzo pożyteczną działalność w sferze całej gospodarki, prowadzi od ponad 10 lat KAPE, która m.in. w ramach PJCEE organizuje jedno- i kilkudniowe szkolenia na różne tematy związane z efektywnością energetyczną dla kadry zarządzającej i personelu inżynieryjno tech-

nicznego wielu przedsiębiorstw. KAPE prowadzi też szeroką akcję propagandową w tym zakresie, którą warto jeszcze wzmocnić.

10.3.3. Audyty energetyczne

Jednym z celów działań wspomnianych w p.10.3.2 powinno być wyrobienie wśród użytkowników instalacji pompowych przekonania, że pierwszym etapem działań, zmierzających do zmniejszenia energochłonności, powinny być audyty energetyczne. Wykonanie takiego audytu każdy użytkownik instalacji powinien uznać za oczywistą konieczność.

10.3.4. Obowiązkowa weryfikacja projektów

Świadomość konieczności modernizowania istniejących instalacji pompowych oraz projektowania energooszczędnych instalacji i procesów, wśród użytkowników / inwestorów, to warunek konieczny ale nie dostateczny. Inny bardzo ważny warunek – to wysoka jakość projektów budowy / modernizacji instalacji. W licznych przypadkach jakość ta pozostawia wiele do życzenia, czego skutkiem są nieuzasadnione koszty inwestycyjne i / lub eksploatacyjne oraz nadmiernie duże zużycie energii elektrycznej. Stąd też wydaje się, że słuszny jest postulat obligatoryjnej weryfikacji projektów przez niezależnych ekspertów, m.in. z wyższych uczelni technicznych, jeszcze przed ogłoszeniem przetargów na ich realizację [3].

11. Podsumowanie

Możliwe jest wydatne zmniejszenie energochłonności transportu cieczy w Polsce w wyniku różnorodnych działań omówionych w rozdziałach 4 do 8. Wynikiem tych działań będą korzyści uzyskane zarówno przez użytkowników, w postaci zmniejszenia kosztów eksploatacji, jak i przez całą gospodarkę narodową – wskutek obniżenia emisji CO_2 i innych substancji degradujących środowisko naturalne.

Największe rezerwy ukryte są w milionach pracujących pomp i instalacji pompowych. Ich wykorzystanie wymaga racjonalnych działań modernizacyjnych, których przeprowadzenie musi być poprzedzone upowszechnieniem wiedzy o korzyściach oraz metodach modernizacji wśród szerokich rzesz użytkowników. Należy ich także przekonać o celowości systematycznego monitorowania energochłonności instalacji pompowych i / lub wykonywania okresowych pomiarów identyfikacyjnych (audytów energetycznych). Ich ocena powinna być dokonana przez niezależnych ekspertów, którzy pomogą też w opracowaniu zestawu niezbędnych działań naprawczych.

Osiągnięcie efektów, wymienionych powyżej, wymaga racjonalnego doboru pomp do specyfiki układu, optymalizacji rozwiązań hydraulicznych instalacji pompowych, jak również powszechnego stosowania energooszczędnych napędów i układów regulacji / sterowania pracą pomp. Wybór konkretnych rozwiązań powinien być uzasadniony rachunkiem ekonomicznym.

Konieczne jest zintensyfikowanie działalności informacyjnej i szkoleniowej wśród szerokiego kręgu użytkowników pomp, zachęcając ich do podejmowania działań modernizacyjnych i wska-

zując najbardziej skuteczne sposoby ich przeprowadzenia. Uzasadniony wydaje się też postulat obligatoryjnej weryfikacji projektów nowych i modernizowanych instalacji pompowych przez niezależnych ekspertów, m.in. z wyższych uczelni technicznych, zwłaszcza przed ogłoszeniem przetargów na ich realizację.

Należy poszukiwać sposobów pokonywania barier organizacyjnych i kosztowych, aby umożliwić modernizacje w małych i średnich przedsiębiorstwach o słabej często kondycji finansowej. Pomocne mogłoby być utworzenie krajowego programu zwiększenia efektywności energetycznej transportu cieczy.

Wykaz ważniejszych oznaczeń

DPB, lat – zdyskontowany okres zwrotu nakładów
e, KWh/m^3 – wskaźnik energochłonności pompowania, jednostkowe zużycie energii
E, kWh – energia elektryczna zużyta podczas pracy pompy (pomp)
E_a , kWh – energia elektryczna zużyta na pompowanie w czasie pracy równym T_a
ΔE, kWh – straty energii w procesie pompowania
g, m/s^2 – przyspieszenie ziemskie
G, t/h – wydajność masowa (strumień masy); $G = \rho Q$
Δh, m – wysokość strat hydraulicznych w rurociągu lub w jego elemencie (np. w zaworze)
H, m – wysokość podnoszenia pompy
H_{st} , m – statyczna wysokość podnoszenia (dla układu pompowego)
H_{uk} , m – wysokość podnoszenia wymagana przez układ pompowy
ΔH_{dl}, m – wysokość strat dławienia odniesionych do pompy (możliwość obniżenia jej charakterystyki wskutek eliminacji tych strat)
k_e , zł/kWh – jednostkowy koszt energii elektrycznej
K, ΣK, zł – koszty
i – liczba stopni pompy
LCC, zł – całkowite koszty inwestycyjne i eksploatacyjne w czasie „życia" pompy
m – liczba pomp (zespołów pompowych) w grupie, np. w pompowni
n, obr/min – prędkość obrotowa
K_q – wyróżnik szybkobieżności pompy;
$NPSH$, m – nadwyżka antykawitacyjna
$NPSHA$, m – rozporządzalna (zapewniana przez układ) nadwyżka antykawitacyjna
$NPSHR$, m – wymagana (przez pompę) nadwyżka antykawitacyjna
Q, m^3/s, m^3/h – wydajność pompy
Q_s, m^3/s, m^3/h – strumień cieczy wysyłany z obiektu pompowego do odbiorcy
p, Pa, MPa – ciśnienie statyczne absolutne przetłaczanej cieczy
Δp_s, Pa, MPa – różnica ciśnień na wyjściu i wejściu obiektu pompowego;

$$\Delta p_s = p_z - p_p \quad lub \quad \Delta p_s = p_2 - p_1$$

P, kW – moc na wale pompy
P_{el} , kW – moc pobierana z sieci elektrycznej przez silnik napędowy
P_s , kW – moc znamionowa silnika elektrycznego

t, s; h – czas
t, °C – temperatura
t_o, °C – temperatura otoczenia
T, h – czas pracy
T_a , h – czas pracy pompy (grupy pomp) w ciągu roku
ζ – współczynnik oporu miejscowego elementu rurociągu
ζ_{dl} – współczynnik straty dławienia w zaworze
η – sprawność pompy
η_c – całkowita sprawność przetłaczania (transportu) cieczy w obiekcie pompowym
η_{gr} – sprawność (średnia) grupy pomp
η_s – sprawność silnika elektrycznego (lub innego silnika napędowego)
η_{uk} – sprawność układu regulacji (urządzenia regulującego)
η_z – sprawność zespołu pompowego
ρ, kg/m^3 – gęstość cieczy przetłaczanej

Ważniejsze wskaźniki (indeksy) dolne

min – minimalny (najmniejszy)
max – maksymalny (największy)
m.s.c. – dotyczy miejskiej sieci ciepłowniczej
m.s.w. – dotyczy miejskiej sieci wodociągowej
opt – dotyczy optymalnego punktu pracy pompy
p – dotyczy powrotu z sieci
sr – średni, uśredniony
z – dotyczy zasilania sieci
znam – dotyczy znamionowego punktu pracy pompy

Ważniejsze skróty i oznaczenia skrótowe

CK, CM – ciepłownia komunalna, miejska
EC – elektrociepłownia
El – elektrownia
ITC PW – Instytut Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej
KAPE – Krajowa Agencja Poszanowania Energii
m.s.c. – miejska sieć ciepłownicza
m.s.w. – miejska sieć wodociągowa
PCBC – Polskie Centrum Badań i Certyfikacji
PEC – Przedsiębiorstwo Energetyki Cieplnej
PJCEE – Polsko Japońskie Centrum Efektywności Energetycznej
PKB – Produkt krajowy brutto
SPEC – Stołeczne Przedsiębiorstwo Energetyki Cieplnej w Warszawie
p – charakterystyka $H(Q)$ pompy
r – charakterystyka $H_{uk}(Q)$ układu pompowego (instalacji)

Literatura

[1] ANSI/HI 1.1 1.5.1994 – *American National Standard for Centrifugal Pumps for Nomenclature, Definitions, Application and Operation. 1.3.3.3. Efficiency prediction method for centrifugal pumps*. Hydraulic Institute, N. York, 1994.

[2] *Attainable efficiences of volute casing pumps: a reference guide*. European Association of Pump Manufactures. Oxford, 1999, Elsevier.

[3] Bagieński J.: *Pompownie wodociągowe i kanalizacyjne – koszty w „Cyklu Życia"*. XII FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP, Ustroń, 2006, mater. konfer. s. 33-35.

[4] Barbarulo R.: *Inicjatywy Europump i Amerykańskiego Instytutu Hydrauliki*. XII FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP, Ustroń, 2006, mater. konfer. s. 13-25.

[5] Bertoldi P.: *Problematyka energochłonności pomp w krajach Unii Europejskiej*. VII FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP. Międzyzdroje, 2001, mater. konfer. s. 13-19.

[6] Goździkowski A., Piętka T., Mathea W.: *Analiza pracy układów pompowych w źródłach i węzłach cieplnych na podstawie sieci ciepłowniczych ECO S.A.* X FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP, Słok k. Bełchatowa, 2004, mater. konfer. s. 129-143.

[7] Górzyński J.: *Auditing energetyczny*. Warszawa, Wyd. Fundacji Poszanowania Energii, 1999.

[8] Holzhüter H.: *Główne czynniki kształtujące koszty eksploatacji LCC układów pompowych*. Pompy Pompownie, 2000, nr 11, s. 6-9.

[9] Jackowski K., Jędral W.: *Sposoby zmniejszenia zużycia energii przez pompy wirowe*. Przegląd Mechaniczny, 1992, nr 20, s. 14-17.

[10] Jackowski K., Jędral W.: *Zwiększenie sprawności pomp przez zastosowanie nowoczesnych uszczelnień wewnętrznych oraz wielołopatkowych wirników składanych*. Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Konferencje, zesz. 6. Warszawa, 1995, Ofic. Wyd. PW, t I, s. 211-219.

[11] Jędral W.: *Modernizacja uszczelnień wewnętrznych w pompach wirowych*. Pompy – Pompownie, cz. I 1996, nr 6, s. 42-44, cz. II 1996, nr 8, s. 14, 15, 22, 23.

[12] Jędral W.: *Energooszczędna eksploatacja pomp czyli wciąż niewykorzystane źródło dochodów*. Pompy – Pompownie, 1996, nr 9, s. 7-9.

[13] Jędral W., Jackowski K.: *Zespół uszczelniający pompy wirowej*. Patent R.P. nr PL 177202 B1 z dn. 29.10.1999 r.

[14] Jędral W.: *Ocena sprawności pomp o wydajnościach powyżej 40 m³/h*. Pompy – Pompownie, 1999 nr 11, s. 14-16, nr 12, s. 24-25; 2000, nr 1, s. 33-34.

[15] Jędral W.: *Prawdopodobny kształt charakterystyki rurociągu*. Pompy – Pompownie, 2000, nr 5, s. 17-19, nr 6, s. 35-37.

[16] Jędral W.: *Modernizacja pomp i instalacji oraz inne uwarunkowania regulacji ilościowej w elektrociepłowniach i ciepłowniach*. Biuletyn Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej, 2000, nr 87, s. 45-59.

[17] Jędral W.: *Zmiennoobrotowe pompy sieciowe zamiast regulatorów pogodowych – nowa propozycja*. Zesz. Nauk. Politechniki Opolskiej, nr 255 (Elektryka, nr 49/2000), s. 105-112 (materiały konferencji GRE'2000).

[18] Jędral W., Ahmad Said H.: *Modernizacja i optymalne użytkowanie pompowni wodociągowych w celu zmniejszenia zużycia energii do napędu pomp*. Cieplne Maszyny Przepływowe, 2001, nr 120, s. 47-58.

[19] Jędral W.: *Pompy wirowe*, Warszawa, Wydawnictwo Naukowe PWN, 2001.

[20] Jędral W.: *Ocena i racjonalny dobór pomp w gospodarce komunalnej*. Biuletyn Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej, 2001, nr 88, s. 45-69.
[21] Jędral W.: *Optymalna energetycznie lub kosztowo eksploatacja pompowni komunalnych*. Biuletyn Instytutu Techniki Cieplnej Politechniki Warszawskiej, 2001, nr 88, s. 71-87.
[22] Jędral W.: *Wpływ regulatorów pogodowych na współdziałanie źródła ciepła z miejską siecią ciepłowniczą*. Instal, 2002, nr 2, s. 16-18.
[23] Jędral W.: *Przykłady niewłaściwego doboru i nieodpowiedniej regulacji pomp w gospodarce wodno ściekowej*. Instal, 2004, nr 11, s. 37-40.
[24] Jędral W.: *Zmniejszenie energochłonności transportu cieczy w energetyce*. Systems, 2004, vol.9, spec. iss.2/1, s. 429-436.
[25] Jędral W.: *Pompy wirowe w ciepłownictwie*. Instal, 2005, nr 3, s. 33-35.
[26] Jędral W.: *Dobór pomp do instalacji c.o*. Rynek Instalacyjny, 2006, nr 1/2, s.50-52.
[27] Jędral W.: *Perspektywy modernizacji pomp i instalacji pompowych w energetyce cieplnej*. Archiwum Energetyki t. XXXV (2006), nr 1, s. 29-49.
[28] Jędral W.: *Zasady doboru pomp w gospodarce wodno-ściekowej*. Rynek Instalacyjny, 2006, nr 5, s. 68-73.
[29] Jędral W.: *Czynniki wyznaczające zakres dopuszczalnej ciągłej pracy pompy wirowej*. Pompy Pompownie, 2006, nr 3, s. 20-22.
[30] Jędral W.: *Korzyści eksploatacyjne z poprawy doboru pomp*. Pompy Pompownie, 2007, nr 1, s. 29-31.
[31] Laudyn D.: *Rachunek ekonomiczny w elektroenergetyce*. Warszawa, 1999, Ofic. Wydawn. Politechniki Warszawskiej.
[32] Łojek A., Stankiewicz Z.: *Maszyny rekuperacyjne w instalacjach przemysłowych*. Konferencja Naukowo Techniczna HYDROFORUM, Straszyn, 1994, mater. konfer., s. 297-305.
[33] Maljuszenko W.W.: *Sostojanije i perspektiwy rozwitija nasososstrojenija*. Gidrawliczeskije masziny, nr 13 (1979), s. 3-9.
[34] Marczewski B.: *Regulacja pomp wody chłodzącej jako warunek ekonomicznej pracy turbiny*. Pompy Pompownie, 2002, nr 2, s. 18.
[35] Misiewicz W.: *Wybrane zagadnienia regulacji parametrów pracy pomp wirowych*. IV KRAJOWE FORUM PRODUCENTÓW I UŻYTKOWNIKÓW POMP. Szczyrk, 1998, mater, konfer., s. 5-10.
[36] Pasierb S.: *PEMP – Polski program efektywnego wykorzystania energii w napędach elektrycznych*. Warszawa, 2004, Fundacja na rzecz Efektywnego Wykorzystania Energii.
[37] Plutecki J., Plutecki W.: *O pewnych możliwościach zmniejszenia energochłonności procesów przemysłowych*. Konf. Nauk.-Techn. ENERGETYKA 2002. Wrocław, 2002, mater. konf., s. 559-566.
[38] Polska Norma PN EN 9906: 2002 – *Pompy wirowe. Przepisy Badań odbiorczych parametrów hydraulicznych. Klasa 1 i 2*.
[39] *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems*. Hydraulic Institute/ Europump, N. Jersey, 2001.
[40] Settles G.S. i inni, *Energy efficient pump utilization*. Journal of Energy, 1977, nr 1, s. 65-72.
[41] Skoczkowski T., Brzoza Brzezina K.: *Efektywność energetyczna – znaczące kryterium wyboru układu pompowego*. XII FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP, Ustroń, 2006, mater. konfer., s. 37-71.
[42] Szychta L.: *Zasady doboru systemu sterowania pompowni wodociągowych* (rozpr. habilit.). Radom, 2006, Wyd. Politechniki Radomskiej.

[43] Świderski M.: *Koncepcja optymalizacji doboru pomp w aspekcie minimalizacji kosztów cyklu życia (LCC)*. XII FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP, Ustroń, 2006, mater. konfer., s. 53-71.
[44] Świtalski P.: *LCC i optymalizacja po polsku*. Pompy Pompownie, 2001, nr 5, s. 64-65 (także: VII FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP, Międzyzdroje, 2001, mater. konfer.s. 5-11).
[45] Wowk J.: *Pompownie*. Warszawa, 2003, WNT.
[46] Zarzycki M., Rduch J.: *Pompy wirowe w ruchu turbinowym w zastosowaniu do odzysku energii hydraulicznej*. Pompy Pompownie, 2001, nr 3, s. 26-29.
[47] Zmarzły M., Sztuka Z.: *System monitoringu sprawności pompowni zakładu uzdatniania wody w Kędzierzynie Koźlu*. X FORUM UŻYTKOWNIKÓW POMP. Słok, 2004, mater. konf., s. 281/290.

Dotychczas w serii wydawniczej PEMP
ukazały się następujące publikacje:

Polski program efektywnego wykorzystania energii
w napędach elektrycznych – PEMP

Nowoczesne energooszczędne układy sterowania i regulacji
napędów z silnikami indukcyjnymi klatkowymi

Dobór silników elektrycznych

Remontować czy wymieniać silniki elektryczne
dużej mocy

ISBN 978-83-921049-3-3