

Stan i perspektywy ograniczenia energochłonności pomp w energetyce

1. WSTĘP

W polskim systemie energetycznym wytwarzanie energii elektrycznej i ciepłej odbywa się głównie w dużych elektrowniach zawodowych oraz elektrociepłowniach miejskich i przemysłowych.

Elektroenergetyka zużywa na własne potrzeby ogromne ilości energii. W 2007 roku, w którym odbiorcy końcowi zużyli około 116 TWh energii, energetyka na potrzeby własne wytwórców i na straty przesyłowe potrzebowała około 28,9 TWh. Około 8,6 TWh rocznie zużywa energetyka ciepła, w tym około 1,1 TWh stanowi zużycie energii elektrycznej do transportu wody sieciowej. W literaturze ocenia się, że 25-40% tej ilości można zaoszczędzić w samych pompach, ich zespołach napędowych, a szczególnie w instalacjach (układach) pompowych.

W obecnym czasie względy ekonomiczne wymuszają wzrost efektywności wszelkich procesów produkcyjnych i technologicznych. Dotyczy to również systemowych układów pompowych stosowanych w energetyce i ciepłownictwie, co wynika między innymi z narzuconych Polsce limitów emisji CO₂ przez UE, które wpłyną na funkcjonowanie krajowych elektrowni, elektrociepłowni i ciepłowni. Jej wzrost będą też prawdopodobnie stymulowały uregulowania prawne, między innymi przygotowywana ustawa o efektywności energetycznej.

W procesie technologicznym elektrowni można wyodrębnić cztery najważniejsze układy: układ paliwo - powietrze - spaliny, układ cieplny (parowo-wodny), odpowiadający obiegowi głównego czynnika roboczego, układ chłodzenia i układ wyprowadzenia mocy (układ elektryczny).

W układzie paliwo - powietrze - spaliny do kotła parowego jest doprowadzone paliwo i powietrze potrzebne do procesu spalania. Wydzielające się odpadowe produkty spalania w postaci żużli i lotnego popiołu są usuwane na zewnątrz kotła, a gorące spaliny omywają powierzchnie ogrzewalne kotła.

W układzie cieplnym parowo-wodnym wewnątrz rur, tworzących powierzchnie ogrzewalne, umieszczonych w kotle, przepływa czynnik roboczy, który w poszczególnych ich częściach występuje w postaci wody, mieszaniny parowo-wodnej, pary nasyconej suchej i wreszcie pary przegrzanej. Wytworzona w kotle para przegrzana przepływa rurociągiem do turbiny, w której rozpręża się. Następuje przemiana energii cieplnej w energię mechaniczną ruchu obrotowego turbiny. Po wykonaniu pracy para rozprężona do możliwie niskiego ciśnienia jest skraplana w skraplaczu (kondensatorze) przy użyciu dużych ilości wody chłodzącej. Otrzymana ze skroplenia pary woda, nazywana skroplinami lub kondensatem, jest przetłaczana pompą skroplin do zbiornika wody zasilającej, skąd pompa wody zasilającej podaje ją do kotła, zamykając główny obieg czynnika roboczego. We współczesnych elektrowniach woda zasilająca jest podgrzewana w podgrzewaczach za pomocą pary pobieranej z turbiny (tzw. regeneracja). Ubytki wody w tym obiegu są uzupełniane odpowiednio przygotowaną wodą dodatkową (uzupełniającą).

2. POMPY ZASILAJĄCE

Decydujący wpływ na wartość zużycia energii do napędu pomp wody zasilającej mają: ciśnienie pary dolotowej do turbiny oraz strumień masy pary przepływającej przez blok. Podwyższanie ciśnienia początkowego pary powoduje wprawdzie zwiększenie sprawności elektrowni i zmniejszenie zużycia energii przez większość urządzeń potrzeb własnych, pociąga za sobą natomiast zwiększenie zużycia energii na pompowanie wody zasilającej.

Wpływ ma także miejsce włączenia pompy w układ cieplny bloku (temperatura wody, opory przepływu) oraz konstrukcja pompy.

Przy napędzie elektrycznym pomp wody zasilającej silniki przyłącza się do rozdzielnic potrzeb własnych blokowych. W bloku wyposażonym w dwie pompy każdą z nich przyłącza się do innej sekcji; przy trzech pompach jedna powinna być przełączalna na dowolną sekcję.

Zużycie energii przez pompy wody zasilającej zawiera się w granicach 2-5% energii wytworzonej w elektrowni.

W energetyce krajowej może ono być znacznie wyższe, co wynika stąd, że zdecydowana większość pomp zasilających zarówno pochodzenia krajowego, jak i zagranicznego, eksploatowanych w energetyce i ciepłownictwie to konstrukcje opracowane na początku lat 70. ubiegłego wieku, których układy hydrauliczne charakteryzują się sprawnościami mniejszymi niż możliwe do osiągnięcia w obecnych warunkach, przy wykorzystaniu współczesnych technik obliczeniowych i metod projektowania oraz zastosowaniu materiałów konstrukcyjnych i technologii wykonania elementów opracowanych dla potrzeb budowy tego rodzaju jednostek.

Dotyczy to zwłaszcza pomp zasilających do bloków energetycznych o mocy rzędu 200 MW stanowiących w krajowej energetyce prawie 65% mocy zainstalowanej wynikającej z około 60 eksploatowanych bloków tej wielkości, wyposażonych zwykle w trzy pompy o mocy 2.8-3.2 MW. W większości są to krajowe pompy Warszawskiej Fabryki Pomp opracowane na licencji firmy Halberg z lat 60. XX w.

W większych krajowych blokach energetycznych o mocy 360 MW pracują zwykle pompy zasilające firmy WEIR lub WORTHINGTON opracowane praktycznie w tym samym okresie.

Wymienione pompy są już znacznie wyeksploatowane, co dodatkowo wpływa na obniżenie ich sprawności i niezawodności.

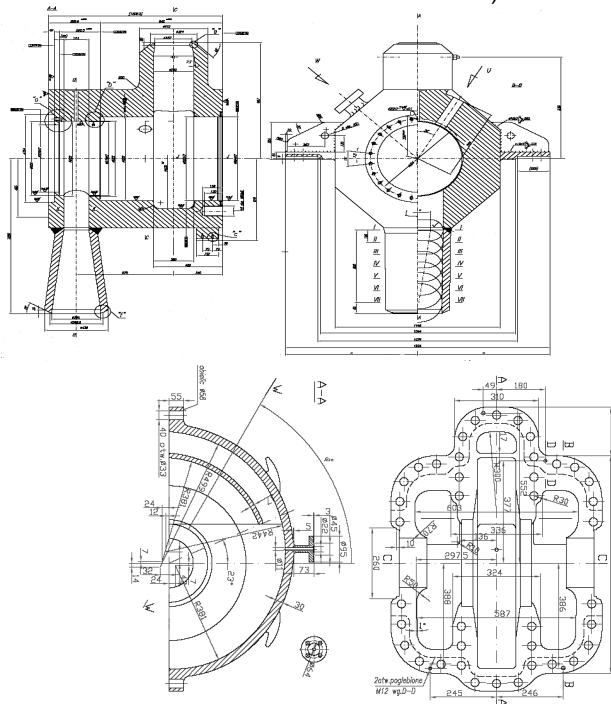
W związku z zachodzącymi zmianami ekonomicznymi, w wyniku których zapoczątkowany został proces restrukturyzacji (retrofitu) bloków energetycznych w krajowych elektrowniach i elektrociepłowniach, celowe jest również unowocześnienie eksploatowanych od 30-40 lat pomp zasilających, stanowiących jeden z podstawowych ich elementów.

Dokonanie tego możliwe jest poprzez modernizację lub opracowanie nowoczesnych pomp, optymalnie dostosowanych do potrzeb eksploatowanych bądź restrukturyzowanych bloków energetycznych,

Przykładem w tej dziedzinie, związanym ze zwiększeniem niezawodności pomp i zlikwidowaniem wycieków przez zużyte korpusy, jest opracowanie dokumentacji konstrukcyjnej i technologicznej oraz wykonanie przez PBW HYDRO-POMP korpusów do głównych pomp zasilających oraz współpracujących z nimi pomp wstępnych instalowanych w blokach energetycznych o mocy 360 MW (rys. 1). Zakres prowadzonych prac uwzględniał także analizę i dobór materiałów konstrukcyjnych pod kątem zwiększenia ich odporności na zużycie erozyjne w istniejących warunkach eksploatacji. Korpus pompy głównej wykonano w postaci odkuwki ze staliwa stopowego COR13/4 (o zawartości węgla mniejszej niż 0,006%), natomiast na korpus pompy wstępnej zamiast dotychczasowego staliwa LH14 zastosowano staliwo stopowe o podwyższonej zawartości chromu LH17 N4M.

a).

b).



Rys.1. Opracowanie dokumentacji i wykonanie korpusów pompy zasilającej do bloków 360 MW: a) - głównej, b) – wstępnej.

3. POMPY KONDENSATU

Przykładem modernizacji układu hydraulicznego pompy mającej na celu zmianę jej parametrów przepływowych (Q , H) oraz podwyższenie sprawności jest pompa kondensatu 30WK45.

Założenia do modernizacji tego typu pomp produkcji WFP musiały uwzględniać:

- realizację wymaganych parametrów przepływowo-energetycznych,
- wykorzystanie jak największej ilości elementów z istniejącego rozwiązania konstrukcyjnego,
- możliwość powrotu do pierwotnej wersji pompy.

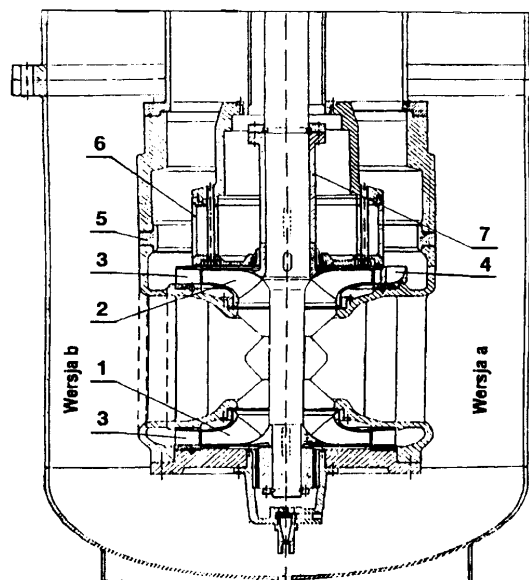
Efektom prac projektowo-konstrukcyjnych jest rozwiązanie pompy w wersji jednostopniowej, w którym zaproponowano zmodernizowane wirniki dla dolnej i górnej części dwustrumieniowego stopnia oraz zmodernizowane kierownice odśrodkowe.

Dla górnej części stopnia zastosowano dwie wersje rozwiązań kierownic z wypływem promieniowym jak w stopniu dolnym oraz z bocznym wypływem. Rozwiązanie konstrukcyjne w obu wersjach przedstawiono na rys.2.

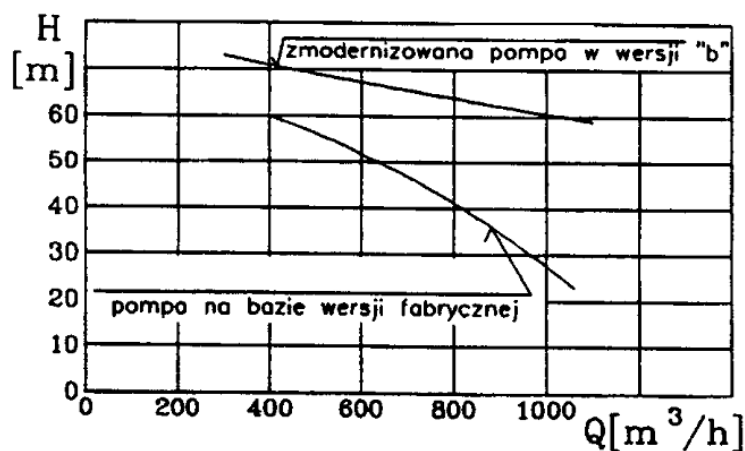
Uzyskane charakterystyki przepływowo-energetyczne pomp zmierzone na stanowisku pracy wykazały większą sprawność o 2% dla pompy z kierownicą o bocznym wypływie. Zrealizowana sprawność wyniosła $\eta=0,765$.

Różnica w przebiegu charakterystyk przepływowych $H=f(Q)$ pompy kondensatu w wersji bazującej na rozwiązaniu fabrycznym i zmodernizowanej wersji z kierownicą o bocznym wypływie obrazuje rys.3.

Zmodernizowane pompy pracują od kilku lat. Pompy te znacznie lepiej spełniają wymagania stawiane w procesie jonowego oczyszczenia kondensatu niż dotychczasowe rozwiązanie tej pompy bazujące na wersji fabrycznej.



Rys. 2. Wyszczególnienie zmodernizowanych elementów przepływowo-konstrukcyjnych obu wersji pompy. 1-wirnik dolny, 2-wirnik górny, 3-promieniowa kierownica odśrodkowa z wypływem promieniowym, 4-promieniowa kierownica odśrodkowa z wypływem osiowym, 5-wkładka ustalająca, 6-wkład wewnętrzny kształtujący kanał odprowadzający i komorę zawirnikową, 7-tuleja ochronna wału.



Rys. 3. Charakterystyki przepływowe pomp w wersji zmodernizowanej i w wersji bazującej na rozwiązaniu fabrycznym.

4. POMPY WODY CHŁODZĄCEJ

Układ chłodzenia jest sprzężony bezpośrednio z układem parowo-wodnym, a jego zadaniem jest odprowadzenie z obiegu ciepła zawartego w parze, która wykonała już pracę w turbinie. Obejmuje on skraplacz (kondensator) oraz chłodnię kominową. W takim zamkniętym układzie chłodzenia przepływ wody jest wymuszony za pomocą pompy wody chłodzącej, przy czym woda schłodzona w chłodni wraca do skraplacza. W otwartym układzie chłodzenia chłodnię kominową zastępuje źródło wody (rzeka, jezioro lub morze), skąd woda tłoczona za pomocą pompy wody chłodzącej, po przejściu przez rurki skraplacza, powraca do źródła.

W układach wody chłodzącej najczęściej stosowane są pompy diagonalne i śmigłowe o dużej wydajności. W krajowych elektrowniach są to zazwyczaj odpowiednio pompy z typoszeregów D lub P produkowanych przez Warszawską Fabrykę Pomp.

Podobnie jak w przypadku krajowych pomp zasilających zdecydowana większość pomp wody chłodzącej eksploatowana w energetyce to konstrukcje opracowane na początku lat 70. ubiegłego wieku, których układy hydrauliczne charakteryzują się sprawnościami mniejszymi niż możliwe do osiągnięcia w obecnych warunkach.

Do napędu pomp wody chłodzącej stosuje się niemal wyłącznie silniki indukcyjne klatkowe o małych prędkościach obrotowych 370÷590 obr./min. W blokowym układzie chłodzenia silniki napędzające pompy wody chłodzącej przyłącza się do rozdzielnic potrzeb własnych blokowych.

Zużycie energii na pompowanie wody chłodzącej we współczesnych elektrowniach wynosi 0,5÷1,5%, przy czym mniejsza liczba dotyczy elektrowni położonych dogodnie nad brzegiem źródła wody.

W centralnych pompowniach zaopatrujących w wodę kilka bloków regulację strumienia wody chłodzącej uzyskuje się przez zmianę liczby pracujących pomp. Ponadto poszczególne pompy mogą podlegać regulacji dławieniowej. Taki sposób regulacji ma istotny wpływ na osiągany poziom sprawności zespołu pompowego, a tym samym na zużycie energii potrzebnej do napędu agregatów wody chłodzącej.

W niektórych pompach wody chłodzącej stosowany jest bardziej ekonomiczny sposób regulacji wydajności przez zmianę kąta nachylenia kierownicy wstępnej przed wirnikiem lub łopatek wirnika.

Najbardziej ekonomiczna regulacja przez zmianę prędkości obrotowej nie znajduje dotychczas praktycznego zastosowania w pompach wody chłodzącej.

Problematyka eksploatacji pomp wody chłodzącej była przedmiotem prac prowadzonych przez PBW HYDRO-POMP w Elektrowni Bełchatów. Modernizacja zainstalowanych tam pomp 160D30 wynikała z systematycznej obserwacji zużycia bądź uszkodzeń podstawowych elementów układu przepływowego (wirników, wałów, panewek łożysk ślizgowych, panewek łożysk Michell'a, pierścieni uszczelniających) dokonywanej podczas remontów kapitalnych pomp, które sugerowały, że obciążenia dynamiczne działające na ww. elementy są zwiększane w istotnym stopniu przez zjawisko kawitacji (szum, wibracje, nadmierne powiększone luzy w łożyskach, nadmierne zużywanie się pierścieni uszczelniających, stan powierzchni łopat wirnika, pęknięcia pojawiające się na łopatach wirnika). Prowadziło to do pogorszenia charakterystyk energetycznych pomp oraz zwiększało prawdopodobieństwo wystąpienia awarii podczas pracy bloku. Przeprowadzone prace badawcze potwierdziły występowanie kawitacji dla całego zakresu zmian wysokości napływu.

W celu poprawy sprawności pomp, likwidacji zjawiska kawitacji oraz podwyższenia parametrów pompy, które umożliwiłyby wykorzystanie chłodni w sposób zapewniający utrzymanie próżni w skraplaczu na poziomie pozwalającym na optymalną pracę bloku energetycznego, zaproponowano:

- zmianę geometrii wirnika,
- zmianę geometrii kierownicy.

W takiej wersji sprawność pomp 160D30 wynosi około 0,86 przy $Q = 20000 \text{ m}^3/\text{h}$ i jest wyższa o 3 punkty procentowe od sprawności oferowanej przez producenta. Ponadto pompa charakteryzuje się bezkawitacyjną pracą w całym zakresie zmian wydajności, co było efektem zmniejszenia liczby łopatek oraz odpowiedniego ukształtowania ich krawędzi wlotowej.

Ze względu na występujące uszkodzenia wirników pomp wody chłodzącej (co prowadziło do uszkodzenia pozostałych łopat, uszkodzenia łopat kierownicy, uszkodzenia osłony wirnika) rozszerzono diagnostykę oceny stanu technicznego wirników o badania nieniszczące.

W wyniku przeprowadzonych prac wirniki zostały wykonane z materiału LH18N9 wg PN-86H83158 o skorygowanym składzie chemicznym, tj. $C_{\max} = 0,10 \%$, $Si_{\max} = 2,0 \%$, $Mn_{\max} = 0,035 \%$, $P_{\max} = 0,035 \%$, $Cr = 17 \div 19 \%$, $Ni = 9 \div 11 \%$, $Cu = 1 \div 1,5 \%$ przy zastosowaniu technologii gwarantującej likwidację:

- wad odlewniczych w postaci rzadzin i mikropęknięć,
- korozji międzykrystalicznej,
- mikrosegregacji dendrytycznych,
- kruchych faz w przestrzeniach międzydendrytycznych i na granicy ziaren austenitu.



Rys. 4. Uszkodzenia wirnika pompy fabryczne j.



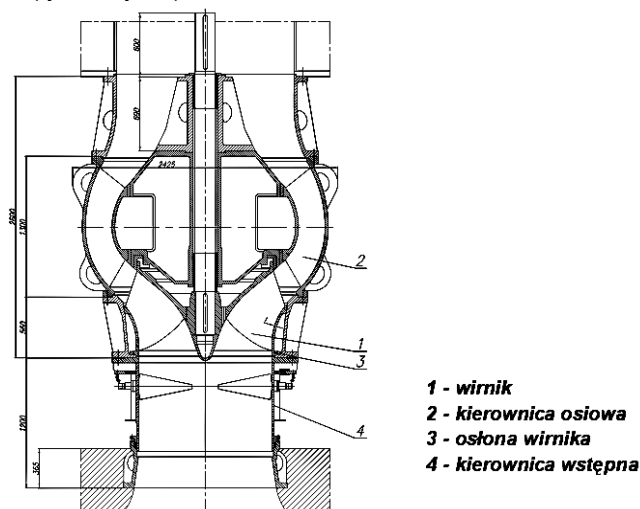
Rys. 5. Wirnik wykonany przez HYDRO-POMP.

Zwrócono również uwagę, że obecny układ chłodzenia nie ma pełnych możliwości dostosowania do wymagań wynikających ze zmiennych warunków otoczenia. Wprowadzenie regulacji wydajności zapewniłoby korzyści w postaci zmniejszenia zużycia energii do napędu pomp oraz poprawiło efektywność pracy bloku. Analiza charakterystyk oporów różnych możliwych konfiguracji układu pracy chłodni oraz charakterystyk

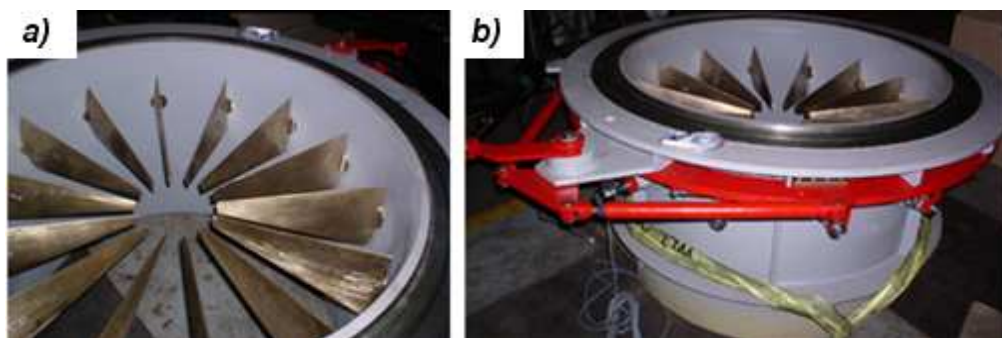
przepływowych pomp wskazuje na racjonalność zastosowania w niniejszym przypadku regulacji przez zawirowanie wstępne.

Duże ograniczenie w realizacji tego sposobu regulacji stanowiła istniejąca zabudowa i przyłącza oraz zachowane elementy z dotychczasowego rozwiązania konstrukcyjnego pompy 160D30.

W zrealizowanym etapie opracowana została kierownica wlotowa z nastawialnymi łopatkami wraz z układem napędowym i układem sterowania, która zainstalowana została w miejscu dotychczasowej rury ssawnej i gabarytowo do niej dostosowana (rys. 6 i rys. 7).

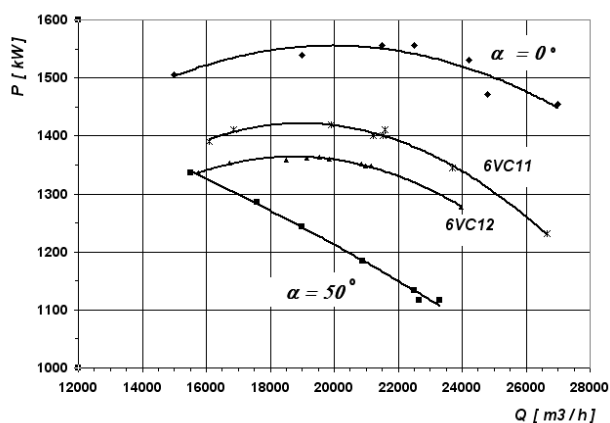


Rys. 6. Schemat konstrukcji pompy 160D30 z zaznaczeniem zmodernizowanych elementów układu hydraulicznego.

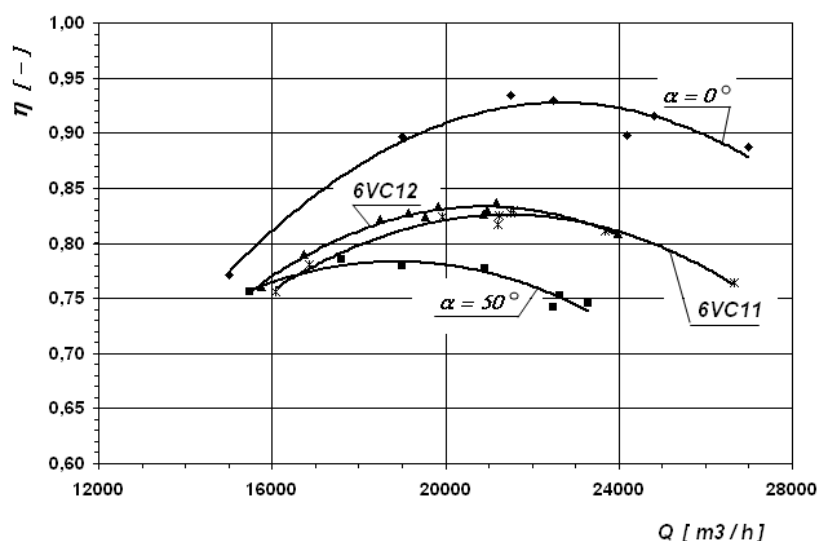


Rys. 7. Widok łopatek kierownicy wlotowej - a) i mechanizmu przestawiania łopatek - b).

Rys. 8 przedstawia charakterystyki poboru mocy na wale pompy. Pokazano na nim charakterystyki zmodernizowanej pompy odpowiadające granicznym ustawieniom kąta łopatek kierownicy wlotowej α oraz charakterystyki pomp WFP, które przed modernizacją pracowały na stanowiskach 6VC11 i 6VC12. Wzrost poboru mocy zmodernizowanej pompy przy $\alpha = 0^\circ$ jest konsekwencją podniesienia jej parametrów przepływowych. Pompa ta osiąga jednak bardzo wysoki poziom sprawności pokazany na rys. 9.



Rys. 8. Charakterystyki mocy na wale pomp 6VC11 i 6VC12 – WFP oraz zmodernizowanej pompy 6VC12 z kierownicą wlotową przy $\alpha = 0^\circ$ i $\alpha = 50^\circ$.



Rys. 9. Charakterystyki sprawności pomp 6VC11 i 6VC12 – WFP oraz zmodernizowanej pompy 6VC12 z kierownicą wlotową przy $\alpha = 0^\circ$ i $\alpha = 50^\circ$.

5. POMPY BAGROWE

Większość polskich elektrowni wyposażono w układ hydraulicznego transportu żużla. Strumień wody zabiera żużel spod odżuźlaczy kotłów do zbiorników bagrowych, skąd pompy bagrowe tłoczą mieszaninę wody i żużla na składowisko żużla lub do zabudowanych w tym celu zbiorników, w których następuje oddzielenie wody od żużla. Woda tłoczona jest do obiegu powrotnego, a żużel pozostaje na składowisku bądź wywożony jest do odbiorców.

Pompy bagrowe są specjalnymi pompami przeznaczonymi do tłoczenia mieszaniny wody i części stałych, w związku z czym mają odpowiednią konstrukcję pozwalającą na łatwą wymianę zużywającego się wirnika i wewnętrznej wykładziny. W celu zabezpieczenia pomp przed zbyt grubymi bryłami żużla instaluje się przed nimi kruszarki (łamacze) żużla. Pompy bagrowe są wykonywane o wydajności do około $1000 m^3/h$ i na użyteczne ciśnienie pompowania do 1MPa. Przy dużych odległościach transportu na składowisko pompy łączy się szeregowo. Zużycie wody przy tym sposobie odpowiadania wynosi $10+15 m^3/Mg$, zapotrzebowanie na energię natomiast $1,2+5 kWh/Mg$ popiołu.

W krajowych warunkach najczęściej do tego celu wykorzystywane były pompy ZFMG POWEN typu PH, choć coraz częściej stosowane są również pompy wyspecjalizowanej w tym zakresie firmy WARMAN. Pompy typu PH były przedmiotem prac badawczych prowadzonych przez HYDRO-POMP w celu zwiększenia ich niezawodności.

6. POMPY UKŁADÓW POMOCNICZYCH

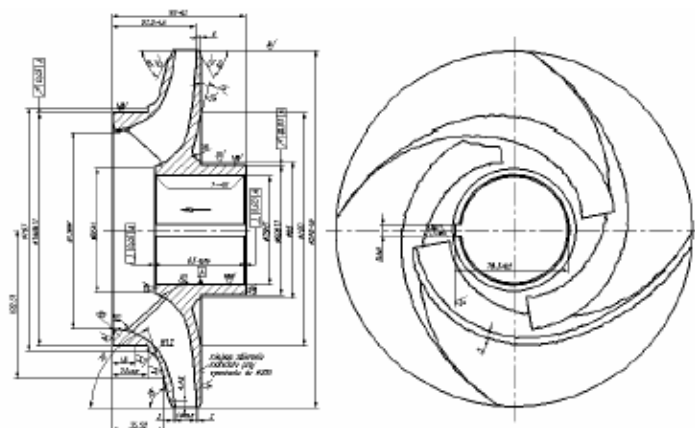
Poza omówionymi powyżej największymi pompami instaluje się w elektrowniach wiele innych pomp o różnorodnym przeznaczeniu. Najważniejsze z nich pod względem zużycia energii i niezawodności pracy elektrowni to: pompy wody ruchowej, pompy cyrkulacyjne, pompy wody technicznej.

Przykładem prac modernizacyjnych związanych z podwyższeniem parametrów przepływowych oraz poprawą własności ssawnych pomp wody ruchowej jest pompa 125Ysb.

Modernizacja pompy 125 Ysb x 5/HP związana była ze zmianą parametrów nominalnych z dotychczasowych $H=260 m$, $Q=130 m^3/h$, $NPSH=6 m$ na obecnie realizowane przy temperaturze czynnika roboczego $t_{rob}=126^\circ C$, $H=325 m$, $Q=96 m^3/h$, oraz $NPSH=3 m$.

Wielostopniowa pompa odśrodkowa typu 125 Ysb jest zainstalowana w układzie pierwotnego obiegu ciepłowniczego po stronie parowej. Obieg zasilany jest parą z upustu turbiny poprzez klapę regulacyjno-odciążającą zabudowaną na rurociągu $\phi 610$, której zadaniem jest zabezpieczenie turbiny przed nadmiernym poborem pary do podgrzewacza ciepłowniczego oraz zabezpieczenie turbiny w przypadku gwałtownego wzrostu poziomu skroplin w podgrzewaczu.

Postawione w tych warunkach wymagania odnośnie własności ssawnych pompy spowodowały konieczność zaprojektowania i wykonania odpowiedniego wirnika I stopnia. Obliczenia projektowe wykonano metodami opracowanymi w PBW HYDRO-POMP, w rezultacie których zaprojektowano wirnik przedstawiony na rys. 10.



Rys.10. Wirnik I stopnia zmodernizowanej pompy 125 Ysbx5/HP.

7. POMPY UKŁADÓW CIEPŁOWNICZYCH

Układy ciepłownicze elektrociepłowni różnią się na ogół dość znacznie od układów elektrowni kondensacyjnych. Wynika to z odmiennego celu użytkowania elektrociepłowni, które muszą zaspokajać przede wszystkim zapotrzebowanie na energię cieplną. Wytwarzana w układzie skojarzonym energia elektryczna jest w pewnym sensie produktem ubocznym i przebieg jej zmienności zależy głównie od zmian i obciążenia cieplnego oraz od wyposażenia elektrociepłowni.

Charakter obciążenia cieplnego kształtuje się pod wpływem przebiegu zapotrzebowania na ciepło przez typowe dwie grupy odbiorców: przemysłowych i komunalnych. W przemyśle energia cieplna jest wykorzystywana głównie do procesów technologicznych i jej nośnikiem jest zwykle para przegrzana, odbierana z turbin przy ciśnieniach 0,2-0,5MPa, a niekiedy nawet i wyższych. Zapotrzebowanie komunalne obejmuje zapotrzebowanie na ciepło do ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji pomieszczeń oraz na cele bytowe gospodarstw domowych. Nośnikiem energii dla tej grupy odbiorców jest zwykle gorąca woda z maksymalną temperaturą w miejskich sieciach ciepłowniczych 150°C.

Zapotrzebowanie na ciepło do celów technologicznych charakteryzuje się zmiennością dobową (zależną od warunków produkcji) oraz dość równomiernym poborem w ciągu roku. Odbiorniki grupy drugiej natomiast charakteryzują się w zasadzie stałym poborem ciepła w ciągu doby, wykazują jednak zmienność sezonową, wynikającą z zależności zapotrzebowania na ciepło do ogrzewania od temperatury zewnętrznej.

7.1. POMPY SIECIOWE

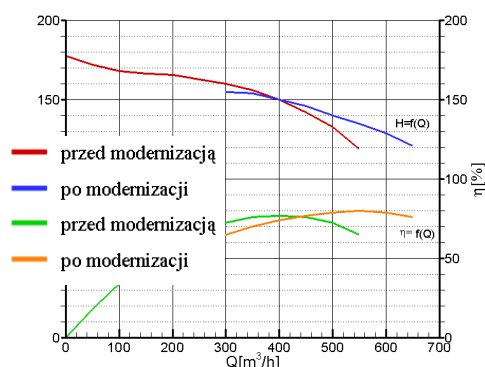
Zmiany w zapotrzebowaniu na energię cieplną wymuszają modernizację pomp pracujących w układach ciepłowniczych elektrociepłowni i ciepłowni. W PBW HYDRO-POMP od wielu lat realizuje się remonty i modernizacje pomp typu „W”. W ostatnim okresie przeprowadzone zostały modernizacje pomp typu 20W39.

Założenia do modernizacji musiały uwzględnić:

- realizację wymaganych nowych parametrów przepływowo-energetycznych,
- wykorzystanie jak największej ilości elementów z istniejącego rozwiązania.

Dotychczas realizowane parametry nominalne $H_N=150$ m i $Q_N=400$ m³/h $\eta_N=0,78$, natomiast po modernizacji związanej z rozszerzeniem zakresu wydajności pomp parametry nominalne wynoszą $H_N=135$ m $Q_N=550$ m³/h $\eta_N=0,81$.

Zakres modernizacji obejmował projekt i wykonanie wirników, kierownicy odśrodkowej z wypływem bocznym, kierownicy dośrodkowej. Pozostawiono bez zmian elementy węzłów konstrukcyjno-ruchowych (wał, łożyska, tarcze i przeciwtarcze). Do wyznaczania parametrów geometrycznych układu hydraulicznego wykorzystano opracowaną przez pracowników PBW HYDRO-POMP metodę projektowania pomp.



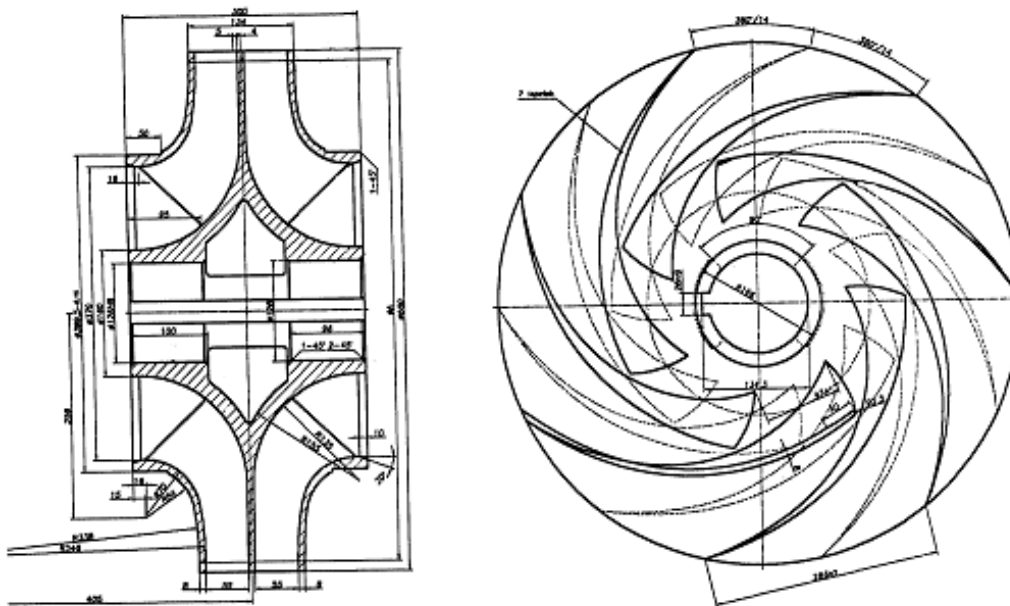
Rys.11. Charakterystyka przepływowo-energetyczna pompy 20W39 przed i po modernizacji.

7.2. POMPY PRZEWALOWE

Ze względu na coraz większe wymagania stawiane pompom w zakresie parametrów pracy, takich jak: ciśnienia, wydajności, temperatury, prędkości przepływu czynnika w układzie hydraulicznym, zanieczyszczenia chemiczne i fizyczne zachodzi konieczność wprowadzania zmian konstrukcyjnych oraz materiałów w elementach maszyn. Rozwiązania te mają na celu podniesienie trwałości i niezawodności działania pomp, jak również przedłużyć okres ich eksploatacji.

Działania tego rodzaju dotyczą między innymi pomp typu B (40B61, 50B61, 50B66) produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp stosowanych często w energetyce jako pompy przewalowe. Są to dwustrumieniowe maszyny o dużych wydajnościach, charakteryzujące się szerokimi kanałami i dużymi średnicami wirników. Z tego względu w pompach tych nawet przy liczbie łopatek wirnika $Z = 6 \div 7$ występują niepożądane pulsacje ciśnienia na obwodzie zewnętrznym wirnika będących konsekwencją rzeczywistych pól prędkości formujących się w takich kanałach hydraulicznych. Pulsacje ciśnienia podnoszą poziom drgań zespołu wirującego. Dla zmniejszenia pulsacji ciśnień wpływających na pracę systemu, zespołu wirującego i łożysk, wykonano wirniki o nowym zarysie łopatek, które w obu połówkach przesunięto o pół podziałki. Takie rozwiązanie wymaga zastosowania pełnej tarczy nośnej (rys.12).

Pompy z zabudowanymi tego typu wirnikami pracują w instalacjach wody sieciowej, charakteryzują się tymi samymi parametrami przepływowymi H_N , Q_N i większą sprawnością o około 2 ÷ 5 punktów procentowych, ale zdecydowanie mniejszymi prędkościami skutecznymi drgań (około 70% mniejsze amplitudy prędkości).



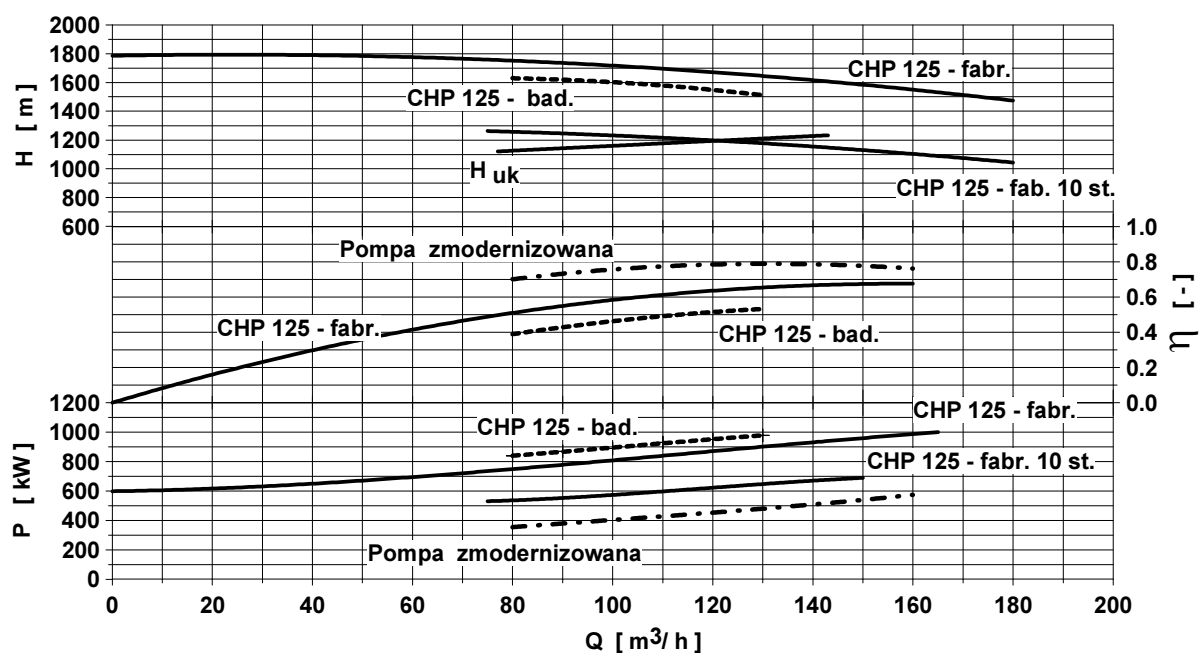
Rys.12. Zmodernizowany przez HYDRO-POMP wirnik pompy typu B.

8. MODERNIZACJE POMP ELEKTROCIEPŁOWNI

8.1. POMPY ZASILAJĄCE

W Krajowym Systemie Energetycznym działało i w dalszym ciągu działa wiele elektrociepłowni przyzakładowych, które obsługują nie tylko procesy produkcyjne, ale także zaopatrują równocześnie miejscowe aglomeracje w energię elektryczną, a przede wszystkim w energię ciepłą. Z tego względu istnieje konieczność dalszego ich funkcjonowania, pomimo znacznego ograniczenia lub nawet likwidacji produkcji przemysłowej. Wiąże się z tym obniżenie ich efektywności ekonomicznej wynikającej z niedostosowania optymalnych parametrów poszczególnych urządzeń do aktualnych wymagań. Jednocześnie maszyny i urządzenia energetyczne w tych obiektach są w większości przypadków przestarzałe, o znacznym stopniu zużycia, co dodatkowo obniża ich sprawność i tym samym przyczynia się do dalszego spadku efektywności tych jednostek.

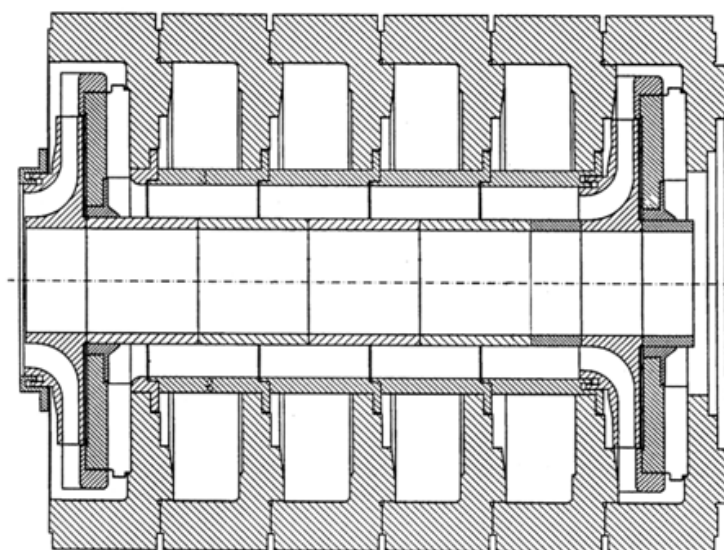
O stopniu degradacji tych maszyn świadczą rezultaty pomiarów wysokości podnoszenia H , mocy na wale pompy P oraz sprawności η pompy typu CHP 125 firmy SIGMA (rys.13 – CHP 125 – bad.), które są wyraźnie gorsze od charakterystyk podanych przez producenta (CHP 125 – fabr.). Pompa ta była przedmiotem prac prowadzonych przez PBW HYDRO-POMP mających na celu dostosowanie mocy produkcyjnych rozpatrywanej elektrociepłowni do znacznie zmniejszonych wymagań.



Rys.13. Wyniki badań i rezultaty zmian w układzie hydraulicznym pompy CHP 125.

Obecnie, w zależności od ciśnienia w walczaku, układ pracuje przy wartościach wydajności mniejszych niż $120 \text{ m}^3/\text{h}$, a jego najniższej położona charakterystyka oporów reprezentowana jest na rys.13 przez linię H_{uk} .

W istniejącej sytuacji pompa poddana została remontowi kapitalnemu, którego zadaniem było zmniejszenie strat mocy poprzez przywrócenie jej parametrów do stanu CHP 125 – fabr. (rys.13). Dalszego radykalnego zmniejszenia poboru mocy dokonano poprzez lepsze dopasowanie pompy do układu (rys.13 – CHP 125 – fabr. 10 st.). Ponieważ wymagania układu spełniała pompa 10-stopniowa, możliwe było stworzenie w układzie hydraulicznym tzw. „martwych stopni” (stopnie $10 \div 13$) o konstrukcji przedstawionej na rys.14.



Rys.14. Fragment konstrukcji pompy w obszarze tzw. „martwych stopni”.

Zwraca uwagę, że zakres obecnej pracy pompy leży przy wartościach wydajności znacznie niższych od optymalnych, w rezultacie czego sprawność waha się w granicach $\eta = 0.5 \div 0.65$, co należy uznać za wielkość niedopuszczalnie niską. Do dalszej realizacji zaproponowano więc modernizację układu hydraulicznego wirników i kierownic pompy. Przy charakterystyce wysokości podnoszenia odpowiadającej pompie 10-stopniowej jej pobór mocy i sprawność w zakresie pracy pokrywałby się wtedy z odpowiednimi liniami oznaczonymi jako „pompa zmodernizowana” (rys.13). Można też rozważyć zakup nowej pompy o równoważnych parametrach.

8.2. POMPY SIECIOWE

Niedopasowanie pomp do istniejących instalacji układów ciepłowniczych obrazują na przykładzie niniejszej elektrociepłowni eksploatowane pompy sieciowe i przewalowe.

W analizowanej elektrociepłowni zainstalowanych jest 5 krajowych pomp ciepłowniczych zestawionych w tabeli T1.

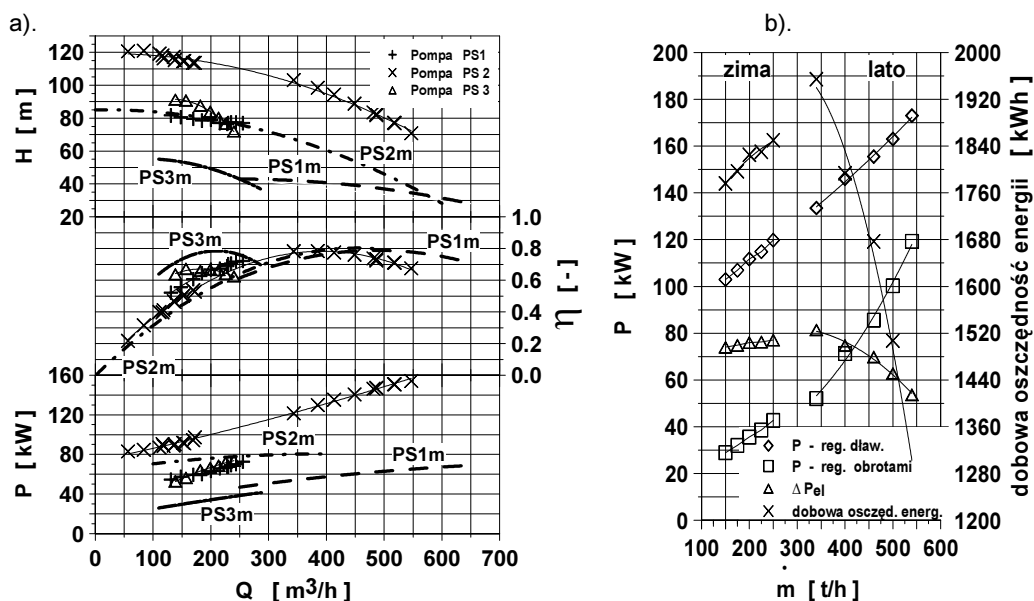
Tabela T1. Pompy sieciowe elektrociepłowni.

Nr stanowiska	Typ pompy	Producent	Rok produkcji	Parametry znamionowe			
				Q [m ³ /h]	H [m]	n [1/min]	P sil [kW]
PS1	W20TA II	WFP	1965	280	90	1480	120
PS2	20W39Ax2GV	ŚWUP	1981	400	84	1450	160
PS3	W16Px3	WFP	1971	180	84	1475	75
PS4	35W50x2GV	ŚWUP	1983	1250	120	1485	-
PS5	35W50x3GV	ŚWUP	1983	835	83	990	-

Pompy PS1+PS3 pracują na potrzeby tzw. małego obiegu ciepłowniczego (teren byłego zakładu) oraz poza sezonem grzewczym na potrzeby c.w.u. dla miasta i zakładu.

Pompy PS4 i PS5 zainstalowane w tzw. dużym obiegu obsługującym miejską sieć ciepłowniczą i używane są jedynie w okresie grzewczym.

W okresie letnim oba obiegi są połączone i obsługiwane przez jedną pompę.



Rys. 15. a) Charakterystyki pomp sieciowych PS1+PS3 oraz zmodernizowanych PS1m+PS3m; b) pobór mocy i oszczędności mocy i energii przy różnych sposobach regulacji pompy PS2m.

W okresie grzewczym układ pracuje ze stałą (w przybliżeniu) dyspozycyjną różnicą ciśnień $\Delta p = (p_{wyjścia} - p_{powrotu}) = 0.4 \text{ MPa}$ i wydajnością do 250 t/h. Sieć jest obsługiwana przez jedną z pomp PS1, PS2 lub PS3 (rys. 15a).

Przy pracy w okresie letnim dyspozycyjna różnica wymagana przez obieg miejski wynosi $\Delta p = 0.35 \text{ MPa}$, a sumaryczna wydajność (miasto i zakład) wynosi 500 t/h.

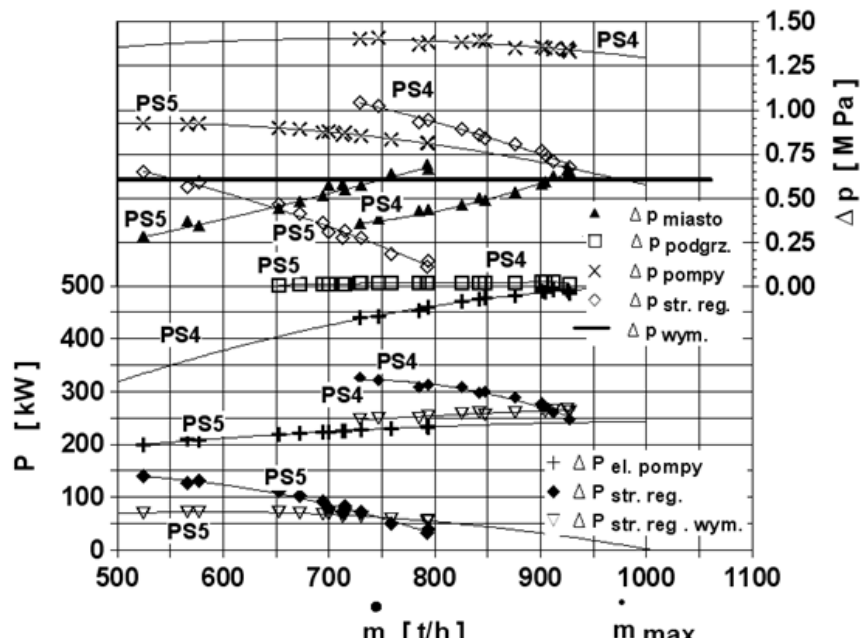
W okresie grzewczym pompy PS1 i PS3 pracują w okolicy wydajności znamionowej, natomiast PS2 pracuje z wydajnością znacznie mniejszą od znamionowej, przez co sprawność jest bardzo niska ($\eta = 0,3 \div 0,5$). W okresie letnim pompa PS2 pracuje w pobliżu wierzchołka pagórka sprawności.

Z rys. 15a widać, że wszystkie pompy mają zbyt duże wysokości podnoszenia, co wymusza konieczność ich silnego dławienia. Do tego należy dodać dodatkowe straty wynikające z niskiej sprawności pomp, co przemawia za potrzebą ich modernizacji lub wymiany.

Wymagane charakterystyki zmodernizowanych pomp zaznaczono również na rys. 15a symbolami PS1m+PS3m. Pompa PS1m pracowałaby w okresie letnim, natomiast pompa PS3m zaspokajałaby potrzeby zakładu w okresie zimowym.

Dla pompy PS2m zaproponowano zastosować regulację zmiennoodrotową przy pomocy przetwornicy częstotliwości i traktować ją jako rezerwową dla PS1m i PS3m. Pobór mocy dla tej pompy w okresie letnim i zimowym przy zastosowaniu regulacji dławieniowej (P - reg. dław.) i regulacji obrotami (P - reg. obrotami), jak również różnicę mocy elektrycznej (ΔP_{el}) wynikającą z obu tych sposobów oraz dobowe oszczędności energii pokazano na rys. 15b. Pompa PS2m mogłaby również zastąpić pompę PS5 w okresie niskiego zapotrzebowania na ciepło (dodatnie temperatury). Jest to szczególnie uzasadnione podczas łagodnych zim.

Pompy PS4 lub PS5 obsługują w okresie zimowym obieg ciepłowniczy, natomiast miejski układ pracuje ze stałą dyspozycyjną różnicą ciśnień $\Delta p = 0.6 \text{ MPa}$ i wydajnością w granicach 500÷1000 t/h (rys. 16).



Rys.16. Pobór mocy elektrycznej przez silniki pomp sieciowych PS4 i PS5 oraz wymagania układu i występujące straty.

Z charakterystyk spiętrzenia (Δp pompy) widać, że pompa PS5 pracuje w okolicy swojej wydajności znamionowej ($Q_{zn}=835 \text{ m}^3/\text{h}$ przy obniżonych obrotach $n=990 \text{ 1/min}$) i z pomiarów wynika, że osiąga wysoką sprawność maksymalną, natomiast zakres pracy PS4 leży daleko na lewo od wydajności znamionowej ($Q_{zn}=1250 \text{ m}^3/\text{h}$), co w rezultacie obniża sprawność pracy nawet do 10 punktów. Pompa PS4 będzie więc stanowić rezerwę dla pompy podstawowej PS5.

Na rys.16 pokazano też pobór mocy elektrycznej przez silniki pomp PS4 i PS5 (P_{el} pompy) oraz pozostałe wymagania układu i występujące straty:

- Δp miasto – dyspozycyjna różnica ciśnień dla sieci miejskiej (pwyjścia - ppowrotu) stwierdzona w trakcie badań w konkretnych warunkach pogodowych,
- Δp podgrz. – strata ciśnienia w podgrzewaczu wody,
- Δp str. reg. oraz ΔP str. reg. – strata ciśnienia i mocy elektrycznej występująca w wyniku zdławienia ciśnienia zaworem do wartości Δp miasto,
- ΔP str. reg. wym. – strata mocy elektrycznej występująca w wyniku zdławienia zaworem do wartości Δp .

W układzie występuje możliwość zmniejszenia zużycia energii ze względu na długie okresy pracy pompy z wydajnością mniejszą od maksymalnej ($\dot{m}=1000 \text{ t/h}$). Wymaga to zastosowania regulacji zmiennoobrotowej za pomocą przetwornicy częstotliwości, co przy wartościach wydajności 700-800 t/h pozwoli zaoszczędzić około 50 kW przy pracy ze stałym $\Delta p=0.6 \text{ MPa}$.

8.3. POMPY PRZEWALOWE

W elektrociepłowni zainstalowanych jest także pięć pomp przevalowych (tabela T2), przetwarzających kondensat ze zbiorników bezciśnieniowych do zbiorników wody zasilającej, skąd pobierana jest przez pompy zasilające. Do zbiorników wody zasilającej trafia również para z innych źródeł, a więc wydajność pomp przevalowych jest mniejsza niż wydajność kotła. Potrzeby jednego kotła zaspokaja jedna pompa przevalowa. Każda z pomp może współpracować z każdym zestawem zbiorników.

Zakres wymaganych ciśnień pompy zależy od zestawu pracujących zbiorników i wynosi $0.48 \div 0.56 \text{ MPa}$, ale praktycznie nie zależy od wydajności. Maksymalna wydajność wynosi 90 t/h.

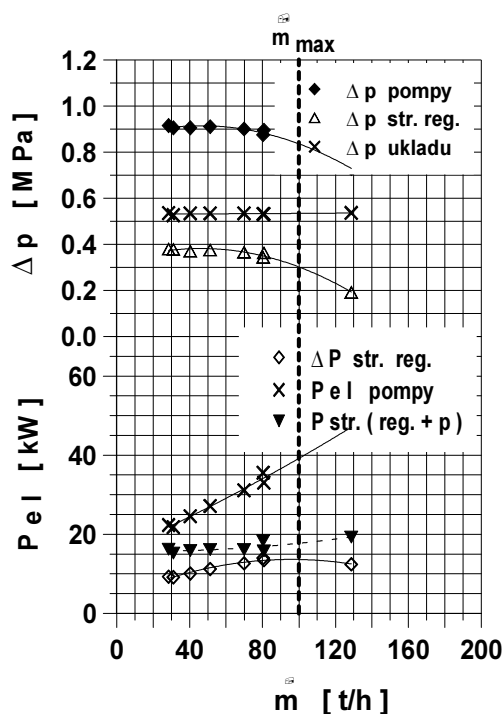
Pomiary wykazały, że sprawności maksymalne pomp są zbliżone i wynoszą około 0.7. Jednak zakres pracy w trakcie eksploatacji dla wszystkich pomp leży poniżej wydajności znamionowej. W rezultacie sprawności eksploatacyjne są niskie na poziomie około 0.6, a dla PP1 nawet $0.4 \div 0.5$.

W celu poprawnego dopasowania parametrów do wymagań układu zaproponowano również modernizację pomp przevalowych. Optymalna charakterystyka przepływowa powinna zapewnić parametry: wydajność nominalną $Q_n=80 \text{ m}^3/\text{h}$, wydajność maksymalną $Q_{max}=90 \text{ m}^3/\text{h}$ oraz wysokość podnoszenia przy maksymalnej wydajności $H_{Q_{max}}=62 \pm 2 \text{ m}$.

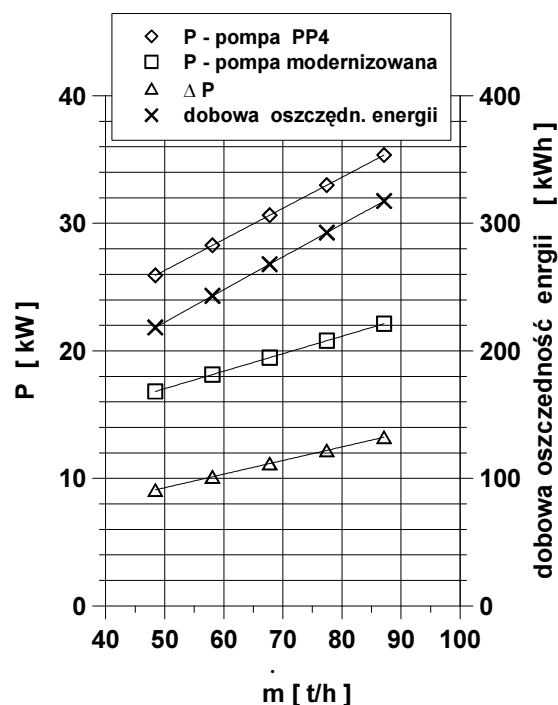
Tabela T2. Pompy przewałowe elektrociepłowni.

Nr stanowiska	Typ pompy	Producent	Rok produkcji	Parametry znamionowe			
				Q [m ³ /h]	H [m]	n [1/min]	P sil [kW]
PP1	W18PII	WFP	1965	230	85	1470	75
PP2	W14PIV	WFP	1965	110	85	1470	40
PP3	20W39	ŚWUP	1974	280	90	1475	-
PP4	W14PCx4GV	WFP	1983	125	92	1475	55
PP5	W14PCx4GV	WFP	1983	125	92	1475	55

a)



b)



Rys.17. Pompa PP4: a) przykład „najlepiej” obecnie dostosowanej pompy przewałowej do układu i wynikające stąd straty; b) oszczędność mocy i energii po zmodernizowaniu pompy.

Wyniki badań układów pomp zasilających, sieciowych i przewałowych wykazały możliwość znacznego obniżenia obecnego zużycia mocy i energii. Rezerwy te wynikają przede wszystkim z:

- bardzo znacznego przekraczania wysokości podnoszenia pomp w stosunku do wymagań układów,
- niskich, a czasami bardzo niskich sprawności pomp spowodowanych znacznym stopniem zużycia, przestarzałą konstrukcją i zakresem pracy leżącym daleko od wierzchołka pagórka sprawności.

Dodatkowe, ale wyraźnie mniejsze rezerwy wynikają ze stosowania dławienia do regulacji przy zmieniającym się zapotrzebowaniu oraz utrzymywaniu stałej różnicy ciśnień w obiegach ciepłowniczych, niezależnie od warunków pogodowych i innych czynników.

Przedstawione wyniki pozwalają na przeprowadzenie niezbędnego rachunku ekonomicznego.

9. WNIOSKI

Przedstawione przykłady modernizacji potwierdzają podawane w literaturze duże rezerwy sprawności pomp.