

Kazimierz STELLER

Instytut Maszyn Przepływowych PAN, Gdańsk

O KONSTRUKCJI ODWRACALNYCH MASZYN HYDRAULICZNYCH
DUŻEJ MOCY

Streszczenie. W pracy omówiono w zarysie najważniejsze zagadnienia związane z konstrukcją jednostopniowych maszyn odwracalnych dużej mocy.

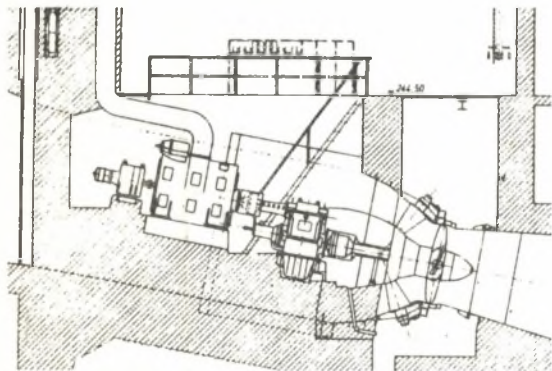
Na wstępie poinformowano o rozwoju maszyn odwracalnych i ich parametrach pracy. Z kolei przedstawiono ogólne zasady projektowania dużych maszyn typu Francis'a, ze szczególnym uwzględnieniem kierownic o łopatkach nastawialnych. Zwrócono też uwagę na wymagania konstrukcyjne wynikające z obciążeń dynamicznych oraz kawitacji.

1. Rozwój maszyn odwracalnych

Pierwszą odwracalną maszyną hydrauliczną przeznaczoną dla energetyki wykonała firma Escher Wyss w roku 1931. Była to maszyna osiowa zainstalowana w hydroelektrowni Baldeney [13]. Budowane obecnie maszyny osiowe są

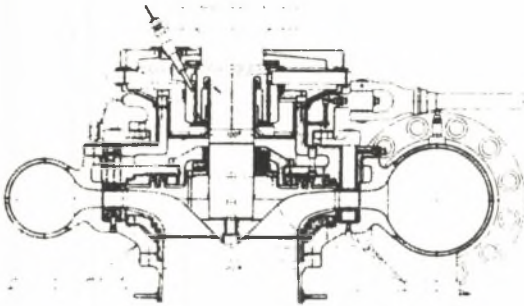
przeważnie maszynami typu Kaplana, pracującymi w układzie rurowym (rys. 1). Stosowane są w niskospadowych, pomocniczych siłowniach pompowych, instalowanych m.in w obiegach wody chłodzącej elektrowni ciepłych.

Pierwszą odwracalną maszyną promieniową (typu Francis'a) wykonała w roku 1935 firma Voith dla hydroelektrowni Pedreira w Brazylii [12]. Jednak dopiero w dwadzieścia lat później zbudowano maszynę

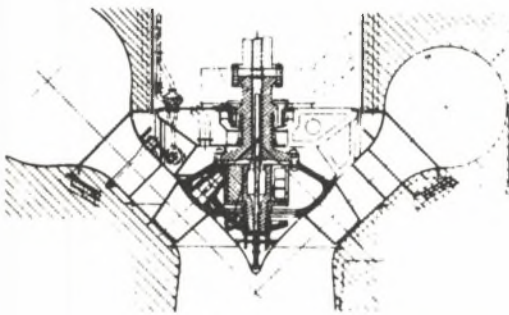


Rys. 1. Maszyna odwracalna typu Kaplana [9]

promieniową dużej mocy. Wykonała ją firma Allis-Chalmers dla amerykańskiej hydroelektrowni Flatiron [12]. Obecnie tego typu maszyny odwracalne (rys.2) są najbardziej rozpowszechnione.



Rys. 2. Maszyna odwracalna typu Francis'a [9]



Rys. 3. Maszyna odwracalna typu Deriaz'a [9]

Rozwój maszyn diagonalnych (rys. 3) przypisuje się firmie English Electric, która w latach 1957-58 dostarczyła część maszyn odwracalnych typu Deriaz'a do hydroelektrowni Sir Adam Beck-Niagara [12]. Ponieważ wysokość podnoszenia tych maszyn nie jest duża (do ok. 50 m), stąd nie są one tak popularne jak jednostopniowe maszyny promieniowe.

W budowie maszyn odwracalnych specjalizuje się wiele firm. Obok już wymienionych wyróżnić należy szwajcarską firmę Sulzer, szwedzką Karlstads Mekaniska Verkstaden i japońską Hitachi. W krajach socjalistycznych największe osiągnięcia w budowie maszyn odwracalnych posiada czeska firma ČKD Blansko, która wykonała m.in. maszyny dla elektrowni w Solinie i Żydowie, a obecnie dostarcza maszyny dla Żarnowca.

Obecnie w budowie maszyn odwracalnych przeważa tendencja do budowy maszyn jednostopniowych o dużych mocach, przystosowanych do podnoszenia wody na duże wysokości.

Jeszcze 10 lat temu maksymalna wysokość podnoszenia maszyny jednostopniowej wynosiła 368 m (elektrownia Cruachan). Wysokości podnoszenia współcześnie budowanych maszyn^{x)} przekraczają 500 m [22]. Na postęp w zakresie mocy jednostkowej wskazują liczby zamieszczone w tabeli I. Należy liczyć się z tym, że w niedalekiej przyszłości maszyny jednostopniowe osiągną wysokość podnoszenia 650 m i moce jednostkowe około 700 MW (podobnie jak turbiny Francis'a zainstalowane w Grand Coulee [22]).

^{x)} W budowie: Nummapara (528 m), Okutadaragi (424 m), Ohira (548 m), Porąbka-Żar (455 m). Projektowane: Okukiyotsu (524 m), Helms (531 m), Dinorwic (542 m), Chong Pyong (500 m), Bajina Basta (624,5 m).

Istotnym ograniczeniem w budowie maszyn jednostopniowych na duże wysokości (> 650 m) jest kawitacja. Rozmiary zniszczeń spowodowanych tym zjawiskiem bardzo szybko rosną ze wzrostem prędkości przepływu wody^{x)}. Tymczasem to niechęć inwestorów do instalowania tego typu maszyn przy spadach 900 - 1000 m^{xx)}.

Tabela 1

Wzrost mocy maszyn odwracalnych

Rok zamówienia	Obiekt	Moc (MW)	Spad (m)	Prędkość obrotowa (obr/min)
1960	Taux Sauk	2 x 220 = 440	274	200
1967	Northfield	4 x 257 = 1028	227	257
1969	Ludington	6 x 343 = 2058	110	113
1970	Raccoon Mt.	4 x 384 = 1536	317	300
1974	Bath Country	6 x 457 = 2742	384	257

Nie bez znaczenia są również względy mechaniczne, montażowe, transportowe i eksploatacyjne. Już obecnie, z powodu ograniczeń drogowych, wirnika o bardzo dużych średnicach muszą być dzielone.

W naszym systemie energetycznym turboszespoły z maszynami odwracalnymi uważane są za ważne źródło energii szczytowej i regulacyjno-interwencyjnej. W porównaniu z konwencjonalnymi elektrowniami pompowymi, wyposażonymi w zespoły trójmaszynowe, elektrownie z maszynami odwracalnymi są znacznie tańsze. Przy niedużych wahaniami poziomów wody w zbiornikach ich własności energetyczne i dyspozycyjność ruchowa nie ustępują odpowiednim własnościom elektrowni konwencjonalnych.

Ponieważ przedmiotem zainteresowania energetyki krajowej są przede wszystkim jednostopniowe maszyny typu François, stąd dalsza część pracy poświęcono tym maszynom. Omówienie tematu oparto na doświadczeniach własnych i obcych. Na doświadczenia własne składają się wyniki badań modelowych [14 - 19] oraz obserwacje i badania turboszespołów odwracalnych w Solinie i w Żydowie [1,7,11,20].

x) Ubytek masy materiału (Δm) jest proporcjonalny do prędkości wody (v) w 6 potęgę ($\Delta m \propto v^6$) lub inaczej, do wysokości spadku względnie podnoszenia (H) w 3 potęgę ($\Delta m \propto H^3$).

xx) Na uwagę zasługują tendencje zmierzające do stosowania odwracalnych maszyn wielostopniowych. Pierwszymi w świecie są zainstalowane w elektrowni La Coche w latach 1973-77, maszyny 5-stopniowe. Każda z nich, pracując pod spadem około 900 m, wytwarza moc 80 MW [6].

2. Parametry ruchu

Optymalne parametry ruchu maszyny pracującej raz jako pompa, a drugi raz jako turbina nie są takie same [4,9,10,18,21]. Między podstawowymi parametrami ruchu pompy (P) i turbiny (T) występują następujące zależności:

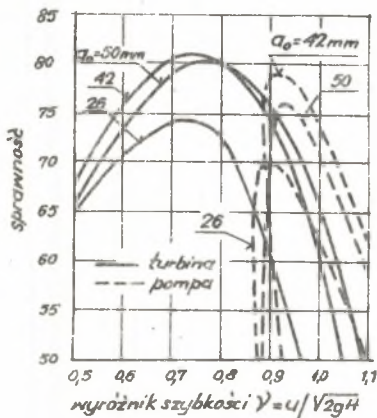
$$\frac{n_T}{n_P} = \sqrt{\eta_T \eta_P \frac{H_T}{H_P}},$$

$$\frac{N_T}{N_P} = \eta_T \eta_P \frac{Q_T H_T}{Q_P H_P},$$

gdzie:

- n - prędkość obrotowa maszyny,
- H_T - wysokość spadku,
- H_P - wysokość podnoszenia,
- Q - natężenie przepływu,
- N - moc na wale maszyny,
- η - sprawność.

W normalnych warunkach pracy elektrowni pompowej mamy $H_P > H_T$, co oznacza, że prędkość obrotowa pompy n_P powinna być większa od prędkości obrotowej turbiny n_T .



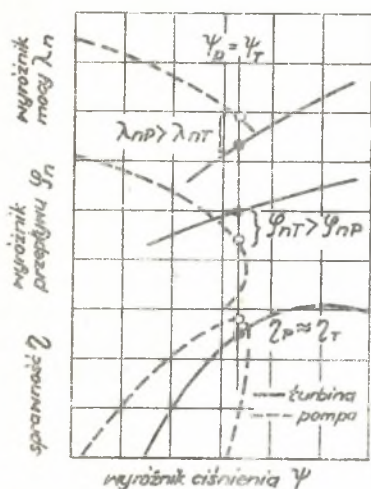
Rys. 4. Sprawność modelowej maszyny odwracalnej typu Francis w zależności od wyróżnika szybkości i otwarcia kierownicy (wg badań własnych)

Na rysunku 4 przedstawiono zmianę sprawności modelowej maszyny odwracalnej typu Francis w zależności od wyróżnika szybkości χ i ustawienia łopatek kierownicy a_0 . Widać stąd, że stosując $\chi_P(n_P) > \chi_T(n_T)$ i $a_{0P} \neq a_{0T}$ można przy obu działaniach maszyny osiągnąć sprawności η_P i η_T bliskie wartościom maksymalnym. Dla przykładu można podać, że w maszynie odwracalnej o wyróżniku szybkości $n_S \approx 4,5$ zastosowanie

$$n_P = 1,15 n_T \quad \text{i} \quad a_{0P} = 0,85 a_{0T},$$

zapewnia osiągnięcie $(\eta_P \eta_T)_{\max}$. Wówczas dla $H_P \approx H_T$ otrzymujemy odpowiednio:

$$Q_P = 0,85 Q_T \quad \text{i} \quad N_P = 1,12 N_T.$$



Rys. 5. Charakterystyka maszyny odwracalnej typu Francis'a przy stałej prędkości obrotowej (wg badań własnych)

Względny techniczno-ekonomiczne skłaniają jednak do stosowania maszyn o stałej prędkości obrotowej ($n_p = n_t$). W tych warunkach wspólny obszar pracy maszyny wyznacza charakterystyka pompowa (rys. 5) i sprawność w ruchu turbinowym jest niższa o 2 - 3% w stosunku do sprawności, jaką może osiągnąć turbina. Przy częściowym obciążeniu maszyny w ruchu turbinowym oraz podczas pompowania w warunkach odbiegających od nominalnych następuje oczywiście dodatkowy spadek sprawności. Spadek ten zależy od szybkobieżności maszyn i aktualnego nastawienia łopatek kierownicy. Należy podkreślić, że kierownica o łopatkach nastawialnych choć ułatwia zastosowanie turbozespołu do zmiennych warunków ruchu, to jednak nie umożliwia "sprowadzenia" optimum turbinowego do optimum pompowego. Obydwa optima występują bowiem przy różnych wysokościach H (zbliżenie optimum przy $n_p = n_t$ wymaga, aby $H_T \approx 1,3 H_p$).

3. Ogólne uwagi konstrukcyjne

Biorąc pod uwagę zmienne warunki pracy oraz konsekwencje wynikające ze stałej prędkości obrotowej maszyny odwracalnej, dobór jej parametrów konstrukcyjnych z konieczności odbywa się na zasadzie kompromisu między różnymi, przeciwstawnymi sobie wymaganiami. Ponieważ układ przepływowy maszyny, a w szczególności jej wirnik, decyduje o uzyskaniu założonych parametrów pracy, w związku z tym poprawne rozwiązanie konstrukcyjne wirnika stanowi podstawę do poprawnego działania maszyny. W pierwszym rzędzie chodzi o zapewnienie założonych parametrów pompowania. Jak wynika jednak z licznych badań (np. [8,16]), wysoka sprawność maszyny w ruchu pompowym świadczy o wysokiej (zazwyczaj wyższej) sprawności w ruchu turbinowym. W rezultacie przy konstruowaniu wirników maszyn odwracalnych kierujemy się przede wszystkim wymaganiami wynikającymi z warunków pompowania. Stąd też kształt wirnika promieniowej maszyny odwracalnej nie różni się w sposób zasadniczy od kształtu wirników pomp odśrodkowych^{x)}, zaś postać konstrukcyjna cz-

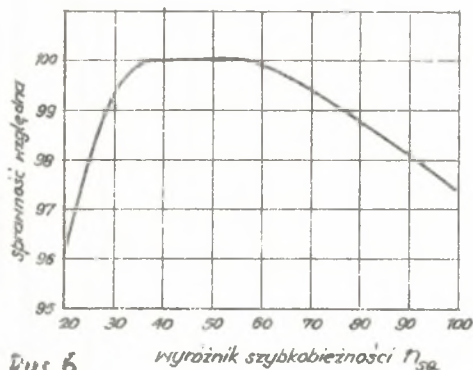
^{x)} Średnica wirnika, określona parametrami pompowania, jest o 20-30% większa od średnicy wymaganej przy turbinie. Łopatki wirnika maszyny odwracalnej są, w stosunku do łopatek turbiny wydłużone; ich liczba wynosi od 5 do 7 (9).

iej maszyny od postaci turbin wodnych. Jednak ze względu na zmienne warunki pracy maszyny niektóre jej elementy wymagają specjalnego rozwiązania. Uwaga ta dotyczy w szczególności kierownicy oraz łożysk i uszczelnień, które winny być dostosowane do ruchu dwukierunkowego.

Innym problemem wymagającym uwzględnienia jest problem kawitacji. Chodzi tu głównie o kawitację w maszynach pracujących przy wysokich spadach.

Zagrożenie kawitacją skłania do coraz niższego osadzania maszyn. "Zatapianie" maszyn zwiększa wprawdzie koszty inwestycji lecz sprzyja podwyższeniu szybkobieżności i zmniejszeniu ujemnych skutków spowodowanych kawitacją. Zyski wynikające z podwyższenia szybkobieżności są szczególnie ważne dla maszyn wolnobieżnych.

Oprócz mniejszych wymiarów i wzrostu sprawności (rys. 6) następuje zbliżenie mocy turbinowej do mocy pompowej. Zmiana ciśnień w układzie przepływowym, spowodowane niższym osadzeniem maszyny, wpływa również



Rys. 6

wyznik szybkobieżności η_{sa}

Rys. 6. Wpływ wyznika szybkobieżności maszyny odwracalnej na sprawność [22]

na obniżenie poziomu uderzeń hydraulicznych występujących w przejściowych stanach ruchu turbozespołu.

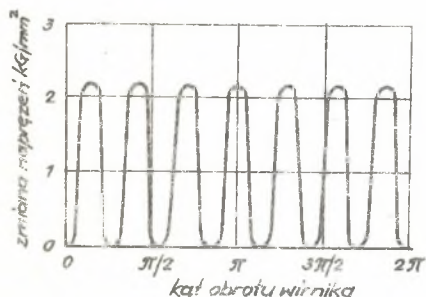
4. Kierownice

Maszyny odwracalne bez kierownicy lub ze stałymi łopatkami kierownicy są konstrukcyjnie znacznie prostsze od maszyn z nastawialnymi łopatkami kierownicy. Jednak ze względu na sprawność turbinową i niestałe warunki pracy, a także ze względu na "przejścia ruchowe", najczęściej rezygnuje się z prostoty konstrukcji na rzecz lepszych własności eksploatacyjnych maszyny.

Poglądy na temat kształtowania łopatek kierownicy nie są ustalone. Wrazem tego jest stosowanie różnych profili łopatek; takich jak w turbinach (najczęściej niesymetryczne profile NACA lub Göttingen, w tym tzw. profile laminarne) oraz takich, których kontur części przedniej (noska) i tylnej (obejmującej krawędź spływu) jest ten sam.

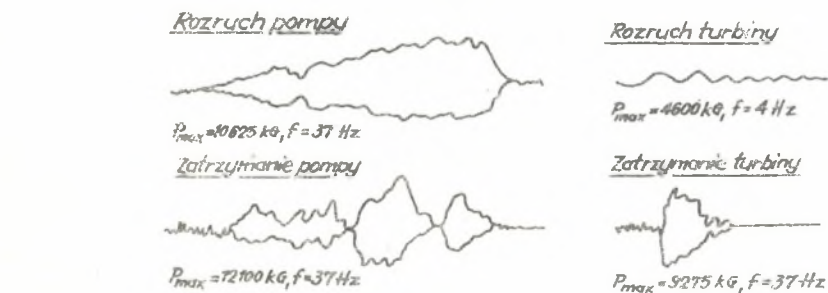
Kierownice maszyn odwracalnych narażone są na działanie znacznie większych obciążeń aniżeli kierownice w turbinach. Duże obciążenia występują przede wszystkim podczas pompowania i w przejściowych stanach ruchu maszy-

ny. Szczególnie wysoki poziom obciążeń dynamicznych występuje przy małych kątach pochylenia łopatek kierownicy oraz przy nagłym zatrzymaniu maszyny pracującej jako pompa (głównie wtedy, gdy przepływ zmienia swój kierunek). W wyniku wzrostu pulsacji ciśnień w obrębie kanałów przepływowych



Rys. 7. Zmiany naprężeń w łączniku kierownicy w czasie jednego obrotu wirnika (wg badań własnych e EPS Zydowo)

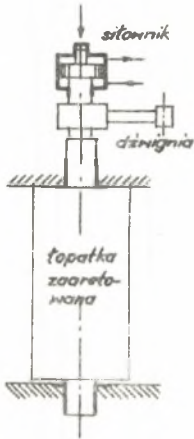
zwiększa się amplituda drgań i rośnie poziom obciążeń wszystkich elementów kierownicy. Na rysunku 7 przedstawiono krzywą obrazującą naprężenia w łączniku kierownicy podczas jednego obrotu wirnika w ruchu pompowym, natomiast na rys. 8 wykresy ilustrujące zmianę sił osiowych w łączniku podczas rozruchu i zatrzymywania maszyny. Z rys. 7 wynika, że częstość zmian naprężeń była siedmiokrotnie większa od częstości obrotowej, co oznacza, że przyczyną tego zjawiska były zakłócenia w przepływie wywołane "przejściami" wirnika (7 łopatek) przed łopatkami kierownicy. Ponieważ w stanach przejściowych zmiany obciążeń są dużo większe (rys. 8), stąd przy niewłaściwym sterowaniu maszyną mogą one prowadzić do awarii [5,20].



Rys. 8. Zmiany sił osiowych w łączniku kierownicy podczas przejściowych stanów ruchu maszyn w Solinie

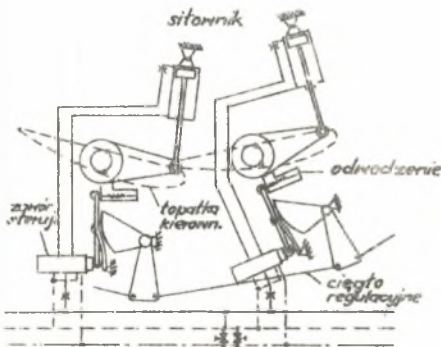
Siły hydrauliczne działające na kierownicę oraz wzbudzone przez nie drgania, są oczywiście tym większe, im większa jest wysokość podnoszenia pompy. Z tego powodu w maszynach odwracalnych podnoszących wodę na wysokości większe od 30 m stosuje się aretację łopatek kierownicy. Polega ona na mechanicznym względnie hydraulicznym blokowaniu łopatek (w określonej pozycji) przez okres pompowania. Często stosowanym sposobem aretacji jest

dociskanie ozołowych powierzchni łopatek do górnego pierścienia za pomocą siłownika hydraulicznego umieszczonego nad czopem łopatki (rys. 9).



Rys. 9. Sposób aretacji łopatek kierownicy (rozwiązanie stosowane w EPS Żydowo)

Przestawianie łopatek kierownicy (po ich odaretowaniu) odbywa się najczęściej za pomocą układu składającego się z dwóch siłowników hydraulicznych podwójnego działania, pierścienia regulacyjnego, łączników i dźwigni połączonych z łopatkami. Podczas przestawiania łopatek elementy nastawcze pokonują momenty pochodzące od sił hydraulicznych i od tarcia, występującego w układzie kinematycznym kierownicy. Na ogół przyjmuje się 22, że moment hydrauliczny działający na łopatkę kierownicy w czasie ustalonego ruchu maszyny wynosi $0,44 M_n$, a w stanach przejściowych osiąga wartość $1,2 M_n$. Moment tarcia szacuje się na $0,8 M_n$, natomiast wartość momentu, przy którym powinno nastąpić zniszczenie łącznika, na $2,2 M_n$. Na tej podstawie zakłada się, że obydwa siłowniki powinny być przystosowane do pokonania momentu $M_{max} = (0,8 + 2,2)M_n$, gdzie M_n - nominalny moment hydrauliczny.



Rys. 10. Sposób przestawiania łopatek kierownicy za pomocą oddzielnych serwomechanizmów

Do przestawiania łopatek w dużych maszynach szybkoobrotowych stosuje się coraz częściej indywidualne serwomechanizmy (rys. 10). Rozwiązania takie mają zarówno zalety jak i wady. Do zalet należy zaliczyć wyeliminowanie dużego i ciężkiego pierścienia kierownicy i niektórych zabezpieczeń, lepszą szczelność łopatek oraz niższy poziom hałasu. Wadą jest uciążliwa synchronizacja położenia łopatek, nierównomierne ich przestawianie, dłuższy czas regulacji i większy sposób energii całkowitej siłowników indywidualnych od energii siłowników współpracujących z pierścieniem regulacyjnym.

5. Inne wymagania konstrukcyjne

Praktyka wykazuje [1,7], że obniżenie dyspozycyjności dużych maszyn hydraulicznych następuje głównie wskutek uszkodzenia uszczelnień oraz pęknięcia względnie zniszczenia elementów pod wpływem drgań, nadmiernych obciążeń i działania kawitacji. Odpowiedzialność za ten stan przypisuje się na ogół procesom niestacjonarnym, występującym w przejściowych stanach ruchu maszyny. Jednak takie zjawiska jak pulsacje ciśnień, wibracje i erozja występują również w ustalonych stanach ruchu przede wszystkim podczas niedociążenia lub przeciążenia maszyny.

Ponieważ ze wzrostem mocy i prędkości obrotowych maszyn odwracalnych niebezpieczeństwo uszkodzeń wzrasta, stąd wymagania konstrukcyjno-technologiczne nie są stałe i ulegają ciągłej zmianie. Wraz z tymi zmianami występują potrzeby stosowania coraz doskonalszych metod analizy wytrzymałościowej.

Między innymi zawodne okazują się gumowe uszczelnienia łopatek kierownicy oraz węglowe uszczelnienia wałów stosowane w turbinach wodnych. Zamiast uszczelnień gumowych preferuje się uszczelnienia metaliczne, a zamiast węglowych - uszczelnienia miękkie z regulowanym dociskiem mechanicznym lub hydraulicznym oraz uszczelnienia hydrostatyczne.

Ze względu na erozję kawitacyjną materiały tradycyjne (żeliwa i stalwa węglowe) wypierane są przez materiały o lepszych własnościach "antykawitacyjnych", a więc stale stopowe lub stale węglowe pokryte warstwą stali nierdzewnej.

Do obliczeń wytrzymałościowych stosuje się coraz dokładniejsze metody rachunkowe np. metodę elementów skończonych. Na uwagę zasługuje tu biblioteka programów DANUTA [2,3], zawierająca programy obliczeń metodą trójwymiarową, semitójwymiarową i dwuwymiarową. Służą one do obliczeń nie tylko naprężeń i przemieszczeń lecz również do wyznaczania częstości i drgań poszczególnych elementów maszyny odwracalnej.

LITERATURA

- [1] Banaszek W.: Wady rozwiązań technicznych elektrowni pompowo-szczytowej Żydowo, ze szczególnym uwzględnieniem maszyn z punktu widzenia eksploatacji. Prace IMP, z. 67-68, PWN, 1975.
- [2] Chacour S.: A Three-Dimensional Finite Element Program Used in the Analysis of Turbomachinery. Trans. ASME, J. of Basic Eng., March, 1972.
- [3] Chacour S.: Design Technique for Giant Hydraulic Turbines. Canadian Electric Association, Spring Session, 1975, Allis-Chalmers Publication 54P5531.
- [4] Florjancić D.: New Developments in Pump-Turbines for Hydraulic Storage Plants. Sulzer Technical Review, Research Number, 1961.
- [5] Grein H., Baudmann K.M.J.: Commissioning problems of a large pump turbine. Water Power and Dam Construction, Vol. 27, No 12, December 1975.

- [6] Guilhot R.: Présentation de l'aménagement hydroélectrique de La Coche. La Houille Blanche, No 2/3 - 1977.
- [7] Hoffman M.: Wpływ rozwiązań konstrukcyjnych i wykonawstwa turbin wodnych na ich dyspozycyjność ruchową. Prace IMP, z. 67-68, PWN, 1975.
- [8] Kittredge C.P.: Vorgänge bei Zentrifugalpumpenanlagen nach plötzlichen Ausfällen des Antriebes. Dissertation. R. Oldenbourg, München, 1933.
- [9] Krimm N.: Die Probleme der reversiblen Maschinensätze in Pumpspeicherswerken. Vorträge der II Konferenz für Strömungsmaschinen, Budapest, 1966.
- [10] Meier W.: Pumpenturbinen. Escher Wyss Mitteilungen, Heft 2/62.
- [11] Roliński Z., Ginalski J., Skibiński T.: Dynamiczne i statyczne badania obciążań układu kierowniczego turboszespołu odwracalnego w EPS Solina. Oprac. Instytutu Energetyki, 1976.
- [12] Naabe J.: Hydraulische Maschinen und Anlagen. Teil 2 - Wasserturbinen. Teil 3 - Pumpen. VDI-Verlag GmbH, Düsseldorf, 1970.
- [13] Steller K.: Rewersyjne maszyny wodne. Przegląd Mechaniczny, nr 5, 1963.
- [14] Steller K.: Rewersyjność wirnikowych maszyn wodnych. Prace IMP, z. 17 PWN, 1963.
- [15] Steller K.: Projektowanie średniobieżnych wirników rewersyjnych typu Francisza, Prace IMP, z. 19, PWN, 1964.
- [16] Steller K.: Badania doświadczalne rewersyjnych maszyn wodnych z średniobieżnymi wirnikami typu Francisza. Prace IMP, z. 20, PWN, 1964.
- [17] Steller K.: Wpływ parametrów konstrukcyjnych średniobieżnej maszyny wodnej na jej własności energetyczne w ruchu pompowym i turbinowym. Prace IMP, z. 21, PWN, 1964.
- [18] Steller K.: Optymalne parametry pracy średniobieżnych maszyn rewersyjnych. Archiwum Budowy Maszyn, tom. XI, z. 1, 1964.
- [19] Steller K.: Kierownice odwracalnych maszyn hydraulicznych. Prace IMP z. 37, PWN, 1967.
- [20] Steller K.: Problemy eksploatacyjne związane z pracą pompową średniobieżnych maszyn odwracalnych. Prace Naukowe Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej Nr 34, Seria: Konferencja Nr 5, Wrocław 1977 (referat wygłoszony na Konferencji pt.: "Projektowanie i eksploatacja pomp i układów transportu hydraulicznego").
- [21] Strub R.A.: Pump-Turbine Investigations. The Engineer, February 1960.
- [22] Swiecicki I.: Trends in pump-turbine design. Water Power and Dam Construction. January 1977 (part one), February 1977 (part two).

О КОНСТРУКЦИИ РЕВЕРСИВНЫХ ГИДРОМАШИН БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

Р е з ю м е

В работе рассмотрены в общих чертах важнейшие вопросы, связанные с конструкцией одноступенчатых реверсивных гидромашин большой мощности.

В самом начале автор информирует о развитии реверсивных гидромашин и их рабочих параметрах. Затем указываются общие принципы проектирования больших гидромашин типа Франциса с особым учетом поворотных лопаточных направляющих аппаратов. Обращено внимание на конструкционные требования, определяемые динамической нагрузкой и кавитацией.

ON THE CONSTRUCTION OF REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINES
OF GREAT OUTPUT

S u m m a r y

The most important problems connected with the construction of single-stage reversible machines of great output have been considered in outline.

At the beginning the author informs about the development of reversible machines and their operation parameters. Next, the general principles of designing large, Francis type machines are presented taking into account in particular guiding with adjustable vanes. Attention has been also paid to the design requirements due to dynamical loading and cavitation.