

ZESZYTY NAUKOWE

INSTYTUTU MASZYN PRZEPŁYWOWYCH
POLSKIEJ AKADEMII NAUK W GDAŃSKU

Kazimierz Steller

POMPY WIROWE JAKO TURBINY WODNE

297/1262/90

IMP

Gdańsk

PAN

STUDIA I MATERIAŁY

POMPY WIROWE JAKO TURBINY WODNE

Kazimierz Steller¹

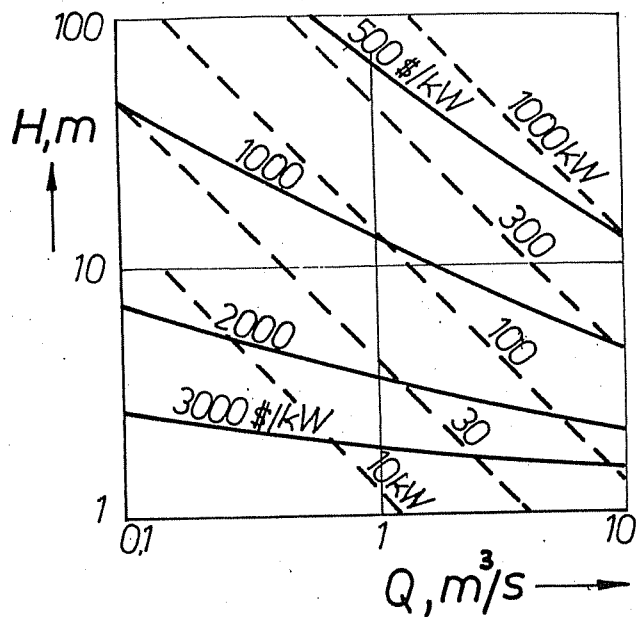
W pracy wskazano na możliwość i warunki stosowania pomp wirowych w mikroenergetyce wodnej oraz podczas odzysku energii traconej w niektórych procesach technologicznych. Szczególną uwagę poświęcono działaniu pomp w warunkach odmiennych od naturalnych warunków pracy, a zwłaszcza w warunkach pracy turbinowej. Działanie pomp w ruchu turbinowym zilustrowano przykładami wyników badań własnych odnoszących się do pomp produkcji krajowej.

1. WPROWADZENIE

Rosnące zapotrzebowanie na energię elektryczną oraz dążenie do podejmowania proekologicznych działań gospodarczych sprawiają, iż coraz więcej uwagi poświęca się sprawie racjonalnego wykorzystania istniejących zasobów energetycznych, a zwłaszcza sprawie wyzyskania odnawialnych źródeł energii (wody, słońca, wiatru, źródeł geotermalnych, biogazu), oraz sprawie odzysku energii traconej w niektórych procesach technologicznych [1,2,4,6,7,9, 10,13,14,15,17,18,21].

Energię cieczy wykorzystuje się zwykle za pomocą turbin wodnych. Maszyny te osiągnęły wysoki poziom rozwoju i z reguły charakteryzują się dużą sprawnością przemian energetycznych. Stwierdzenie to odnosi się przede wszystkim do maszyn o dużej mocy. Przenoszenie rozwiązań konstrukcyjno-technologicznych stosowanych w dużych maszynach do maszyn małych, stosowanych na przykład w tzw. małej energetyce wodnej, nie znajduje uzasadnienia. Nie ma też uzasadnienia budowa małych turbin wodnych, dostosowanych ściśle do danych warunków hydrologicznych. Ten stan rzeczy jest spowodowany kilkoma przyczynami. Najważniejszą z nich jest koszt instalowania 1kW mocy. Jak wskazują wykresy na rysunku 1 [11] koszt jednostkowy "mocy instalowanej" zależy od parametrów pracy maszyny. Wraz ze spadkiem mocy całkowitej maszyny oraz zwiększaniem przepływności i zmniejszaniem wysokości spadku, koszty jednostkowe turbozespołu, a przez to również koszty wytwarzania 1kWh energii, rosną. W celu obniżenia kosztów inwestycyjnych i wyjścia naprzeciw słusznej polityce energetycznej zmierzającej do wykorzystania odnawialnych źródeł energii i odzysku energii traconej, producenci turbin wodnych oferują zainte-

¹INSTYTUT MASZYN PRZEPLYWOWYCH PAN, GDAŃSK

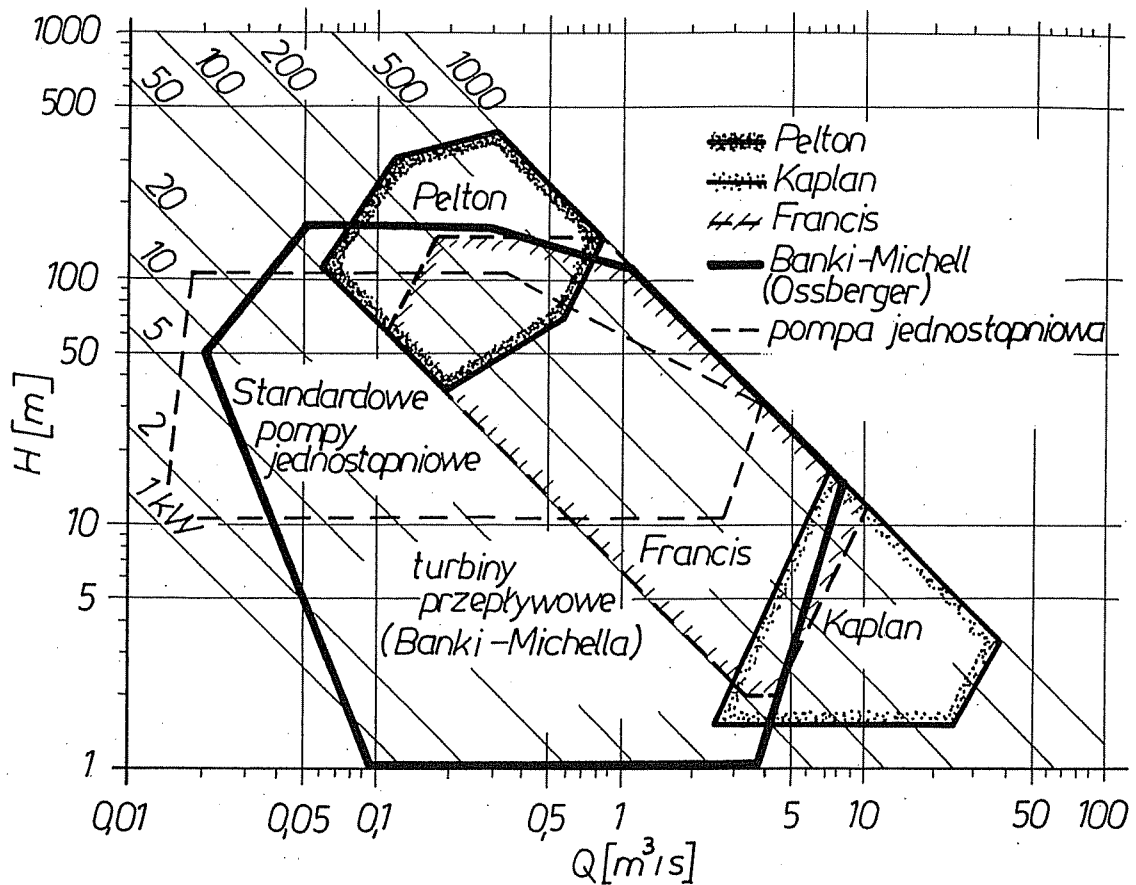


Rys.1. Koszt jednostkowy zespołów hydroenergetycznych małej mocy w zależności od natężenia przepływu i wysokości spadów (według [11])

resowanym inwestorom standardowe turbozespoły małej mocy. Oferty te pokrywają zapotrzebowanie na turbozespoły w stosunkowo szerokim zakresie wysokości spadów i przepływności oraz mocy od kilku do kilkuset kW. Należy jednak zwrócić uwagę na fakt, iż przy małych mocach turbozespołów (<100 kW) ich ceny odniesione do 1 kW mocy instalowanej są stosunkowo wysokie i mało zróżnicowane. Tak np. turbozespół o mocy 30 kW niewiele jest droższy od turbozespołu o mocy 20 kW. W tych warunkach uzasadnione jest poszukiwanie rozwiązań tańszych. Do takich można zaliczyć standardo-

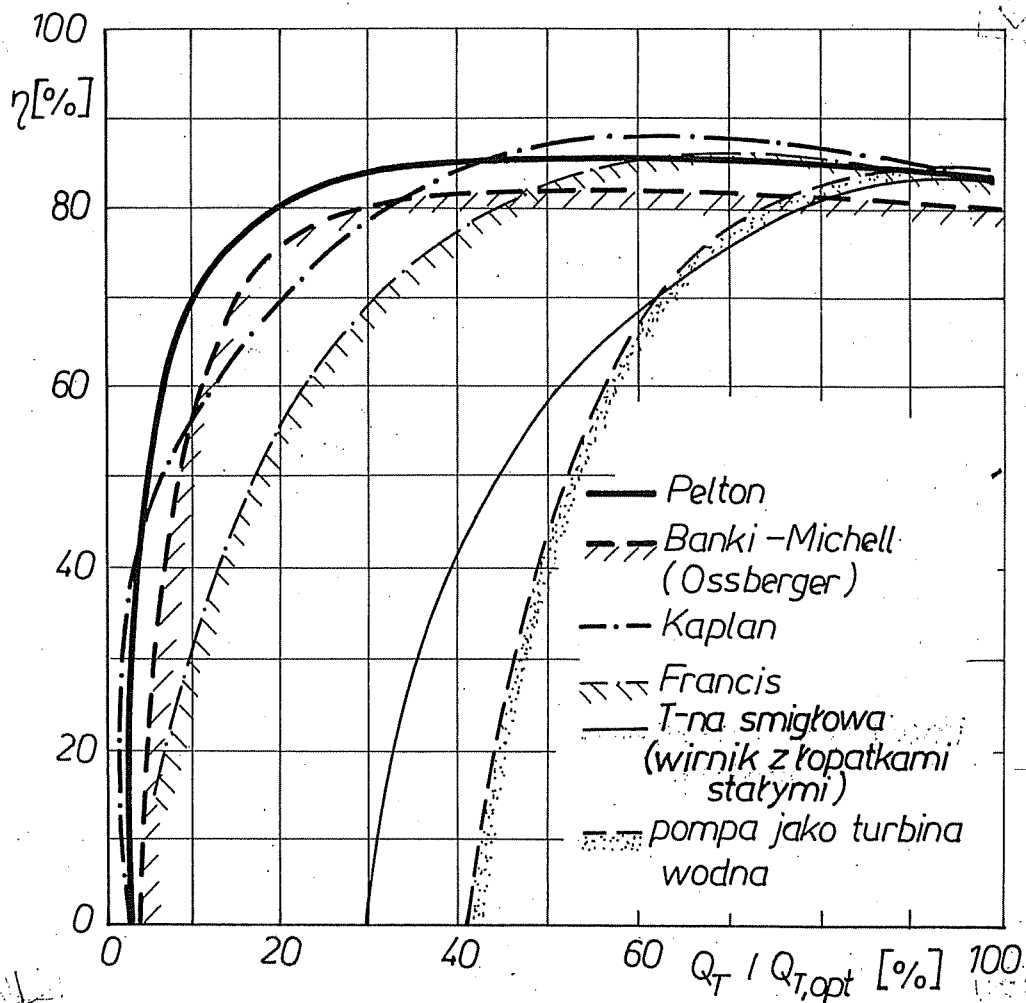
we pompy wirowe, które przy odwrotnym kierunku obrotów działają jako turbiny wodne. Stosując pompy seryjnie produkowane (odśrodkowe, helikoidalne, diagonalne i śmigłowe), zamiast konwencjonalnych turbin wodnych (Peltona, Francisa, Kaplana i Banki-Michella), niekoniecznie należy liczyć się ze spadkiem sprawności. Przy właściwie dobranej pompie i parametrach pracy turbinowej bliskich parametrom nominalnym turbiny, sprawność maszyny przy obydwu cyklach pracy jest w przybliżeniu taka sama.

Obszary stosowalności turbin wodnych i jednostopniowych pomp wirowych przedstawiono na rysunku 2 zaczerpniętym z pracy [5]. Oprócz zastosowań tradycyjnych, polegających na stosowaniu turbin do przetwarzania energii wody w pracę użyteczną, występują inne obszary zastosowań związane przede wszystkim z odzyskiem traconej energii. Tak np. w dużych sieciach (systemach) wodociągowych urządzenia dławiące niszczą często kilkaset kW mocy dostosowując ciśnienie wody w sieci do zapotrzebowania odbiorcy. Podobne zjawiska występują w stacjach redukcyjnych w rafineriach oraz w różnych innych obiektach petrochemicznych i chemicznych, gdzie ośrodek płynny jest rozprężany do wymaganego ciśnienia. Można wymienić szereg urządzeń i procesów, w których występuje strata energii przez dławienie przepływu i gdzie można odzyskać energię stosując zamiast urządzeń dławiących turbiny wodne względnie pompy działające jako turbiny wodne. Należą do nich m.in. [5]:



Rys.2 Obszary zastosowań maszyn hydraulicznych małej mocy (według [5])

- separatory, oddzielające gaz i olej w procesie wydobywania ropy i oleju ziemnego (separacja polega na dławieniu przepływu i redukcji ciśnienia ciśnienia np. z 2 MPa do 0,4 MPa),
- oczyszczalnie ("pralnie") surowca gazowego (proces technologiczny polega na oczyszczaniu surowca za pomocą kwaśnego węgla potasu przy użyciu absorbera wysokociśnieniowego i separatora o niższym ciśnieniu),
- urządzenia do produkcji węgla wodoru (ciecz znajdująca się w reaktorze pod ciśnieniem około 20 MPa jest wprowadzana do zbiornika przy ciśnieniu poniżej 5 MPa),
- oczyszczalnie stosowane podczas syntezy amoniaku (oczyszczanie jest związane ze spadkiem ciśnienia amoniaku),
- urządzenia do odsalania wody morskiej (dławienie solanki po filtracji)
- systemy rurociągów ciśnieniowych, a zwłaszcza przewodów ciepłowniczych, paliwowych i odwadniających, które posiadają stacje do redukcji ciśnienia.

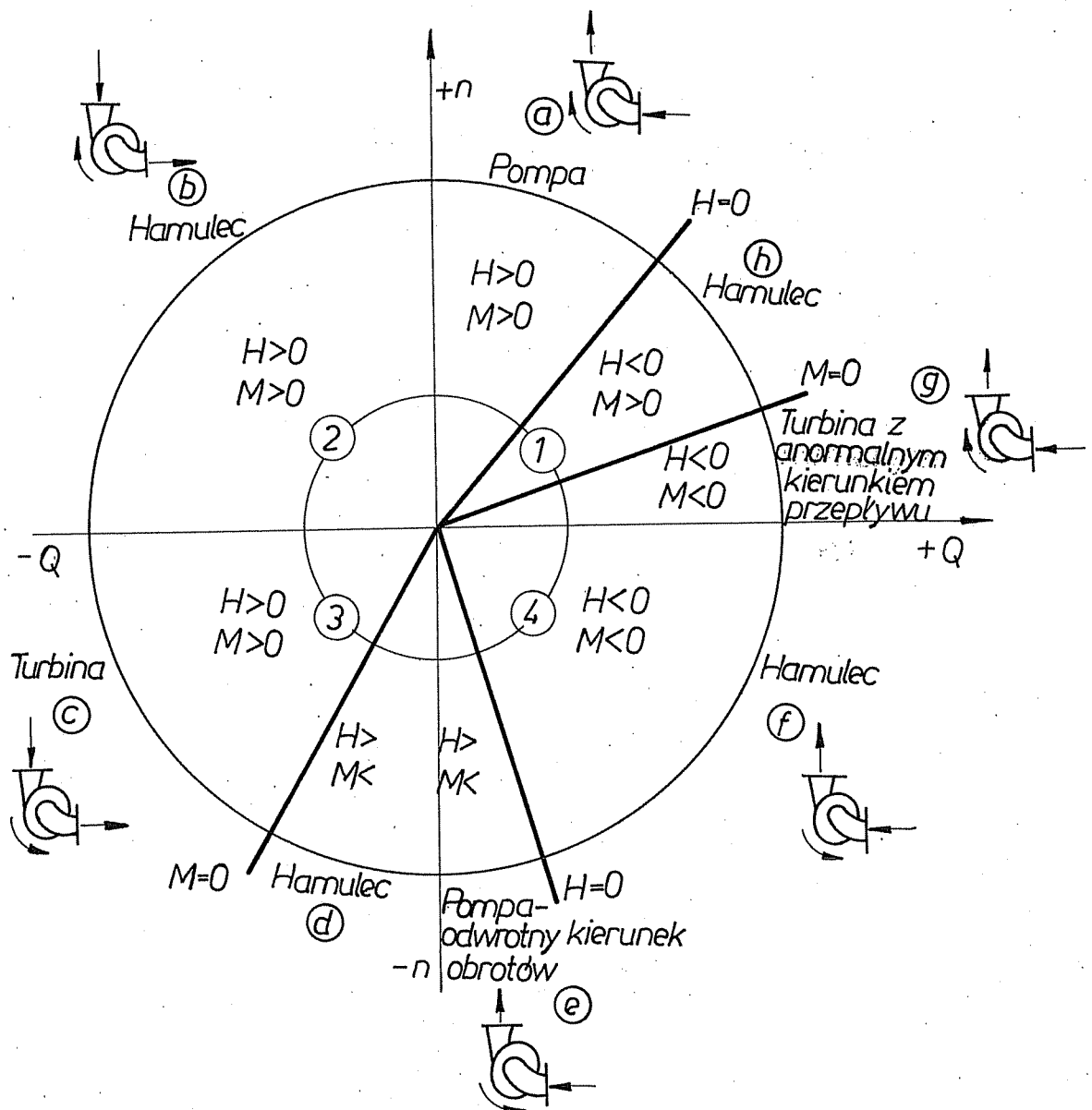


Rys.3. Krzywe sprawności różnych maszyn hydraulicznych w zależności od przepływu (według [5])

Do odzysku energii w wymienionych tu urządzeniach i procesach nadają się przede wszystkim pompy jedno- i wielostopniowe z wirnikami zamkniętymi. Jednak według A. Engeda [5] nie ma przeciwwskazań do stosowania pomp z wirnikami otwartymi. Tłumaczy się to małym wpływem wymiaru szczeliny znajdującej się między wirnikiem i obudową na moc maszyny w ruchu turbinowym.

Celem niniejszej pracy jest zwrócenie uwagi na możliwość i warunki wykorzystania standardowych (seryjnie produkowanych) pomp wirowych do odzysku energii w niektórych procesach przemysłowych oraz w tzw. małej energetyce wodnej. Szczególną uwagę poświęcono własnościom pomp działającym jako turbiny wodne i zasadom wyboru pomp do pracy turbinowej. W pracy zamieszczono również wyniki badań niektórych pomp produkcji krajowej oraz wskazano na przykłady ich zastosowania w małej energetyce wodnej i w niektórych ciągach technologicznych.

2. CHARAKTERYSTYKA HYDRAULICZNYCH MASZYN WIROWYCH



Rys.4. Możliwości działania hydraulicznej maszyny wirowej

Charakterystyka maszyny przepływowej jest określona następującymi wielkościami:

- objętościowym natężeniem przepływu Q ,
- różnicą energii między wlotem i wylotem w formie wysokości podnoszenia lub spadku H ,
- prędkością obrotową n ,
- mocą pobieraną względnie oddawaną P , lub momentem obrotowym M .

Każda z tych czterech wielkości (Q, H, n, M) może być opatrzona dowolnym znakiem. Ta dowolność oznacza różnorodność kombinacji ruchowych. Wśród nich można

wyróżnić normalne warunki ruchowe (parametry ruchu opatrzone znakiem +) i warunki anormalne (parametry ruchu opatrzone znakami + i -) Przez warunki normalne (naturalne) rozumie się warunki wynikające z konstrukcji i przeznaczenia maszyny. Warunki anormalne występują w szczególności wówczas, gdy wirnik obraca się w kierunku przeciwnym do naturalnego kierunku obrotu lub gdy ciecz przepływa przez maszynę w kierunku odwrotnym do kierunku normalnego.

Pracę pompy wirowej w różnych warunkach ruchu można przedstawić (rys.4) w czterech kwadrantach podzielonych półosiąmi (+Q, +n), (-Q, +n), (-Q, -n) i (+Q, -n). Na rysunku 4 wskazano na 8 realnych możliwości ruchowych. Oprócz normalnej pracy pompowej oraz pracy turbinowej, występują anormalne stany ruchu (pompa przy nienaturalnym kierunku obrotów, turbina przy nienaturalnym kierunku przepływu) i stany deprymogeniczne, podczas których energia mechaniczna jest przetwarzana na energię cieplną (maszyna działa jako hamulec).

Wymienione tu stany ruchu są określone następująco:

$Q > 0$, dopływ cieczy odbywa się przez króciec ssawny (ssący),

$Q < 0$, dopływ cieczy odbywa się przez króciec tłoczny,

$H > 0$, wysokość ciśnienia w króćcu tłocznym jest większa niżeli wysokość ciśnienia na ssaniu,

$H < 0$, wysokość ciśnienia w króćcu tłocznym jest mniejsza niżeli wysokość ciśnienia na ssaniu,

$n > 0$, kierunek obrotu wirnika jest zgodny z kierunkiem występującym przy działaniu normalnej pompy,

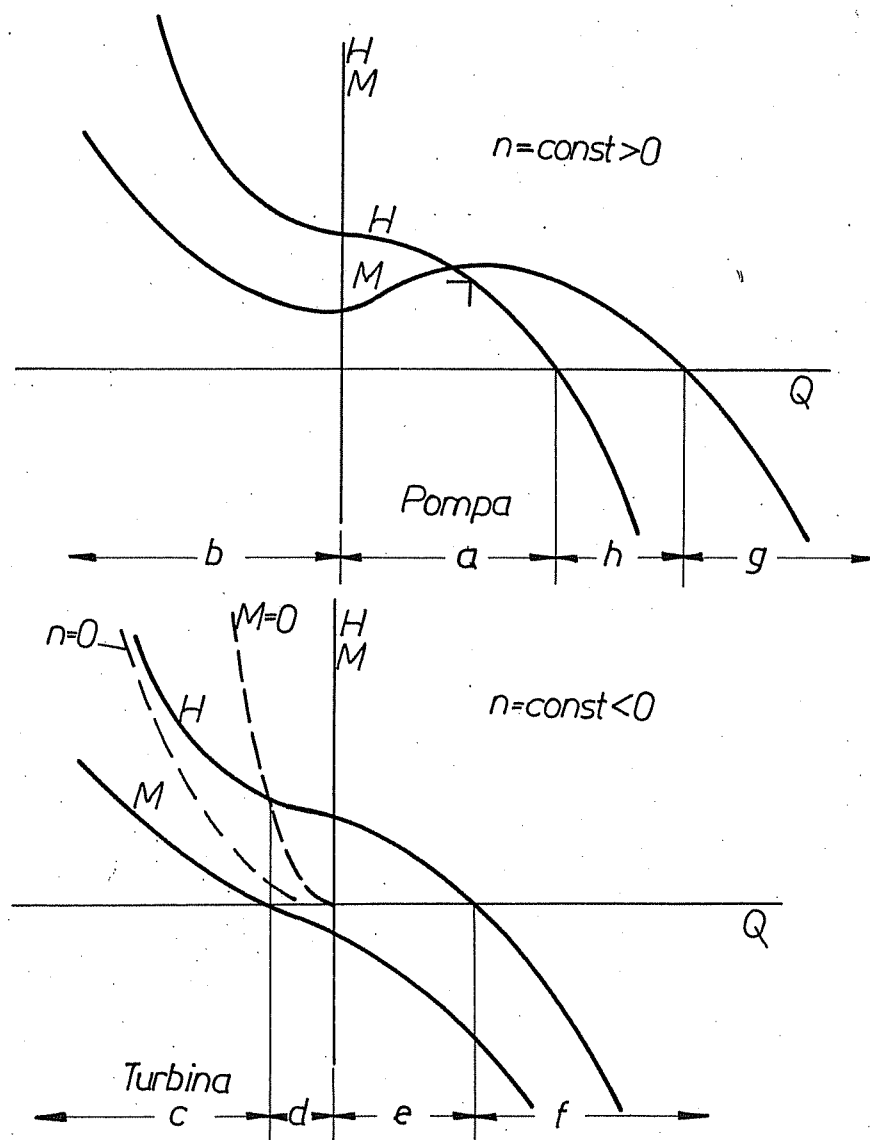
$n < 0$, kierunek obrotu wirnika jest zgodny z kierunkiem występującym przy działaniu normalnej turbiny,

$M > 0$, moment obrotowy na wale wirnika jest zgodny z kierunkiem obrotu normalnej pompy,

$M < 0$, moment obrotowy na wale wirnika jest przeciwny do kierunku obrotu normalnej pompy.

Przejścia z jednych stanów ruchu do drugich występują gdy $Q = 0$ lub $n = 0$ oraz gdy $H = 0$ lub $M = 0$.

Różne możliwości działania hydraulicznej maszyny wirowej przedstawiono również na rysunku 5. W trzecim kwadrancie charakterystyk $H(Q)$ i $M(Q)$ wskazano na krzywą biegu jałowego $M = 0$ i krzywą hamowania $n = 0$, a więc na krzywe graniczne dla pompy pracującej jako turbina wodna. W zakresie omawianego tematu interesują nas przede wszystkim stany ruchu maszyny zawarte w obszarze a (pompa) i c (turbina).



Rys.5. Charakterystyki działania pompy wirowej w czterech kwadrantach

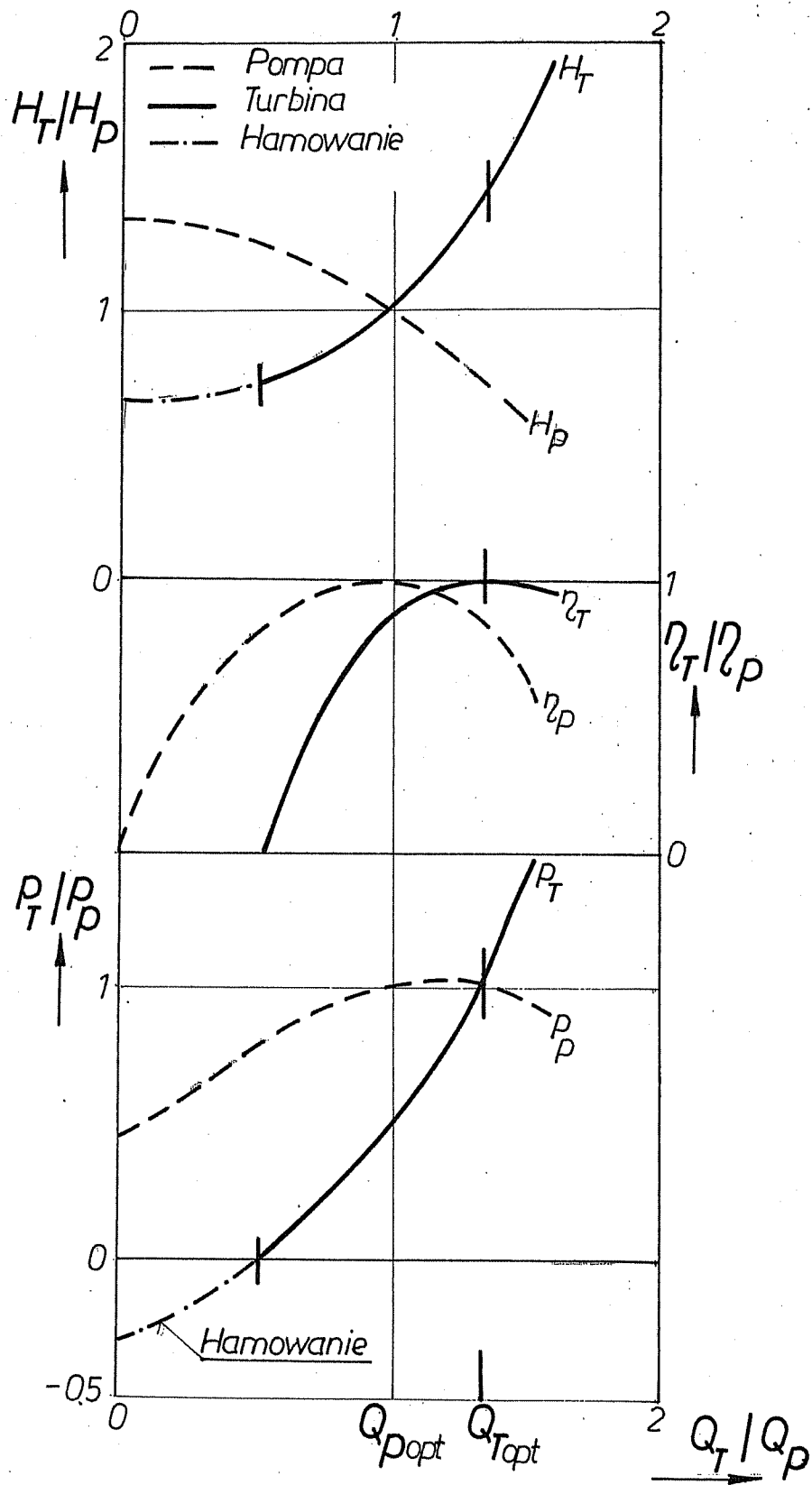
Na rysunku 6 przedstawiono krzywe charakterystyczne pompy wirowej w ruchu pompowym ($n_{qP}=24$) i turbinowym [1]. Można stąd wyciągnąć następujące wnioski :

- sprawność maksymalna maszyny w ruchu turbinowym jest w przybliżeniu równa sprawności maszyny podczas pompowania ($\Delta\eta = 0..2\%$ w zależności od rozmiaru maszyny),

- sprawność podczas przeciążenia turbiny obniża się wolniej aniżeli podczas przeciążenia pompy (straty odniesione do różnych mocy),

- nominalny ("optymalny") punkt pracy turbiny charakteryzuje większe natężenie przepływu i większa wysokość spadku od nominalnego punktu pracy pompy,

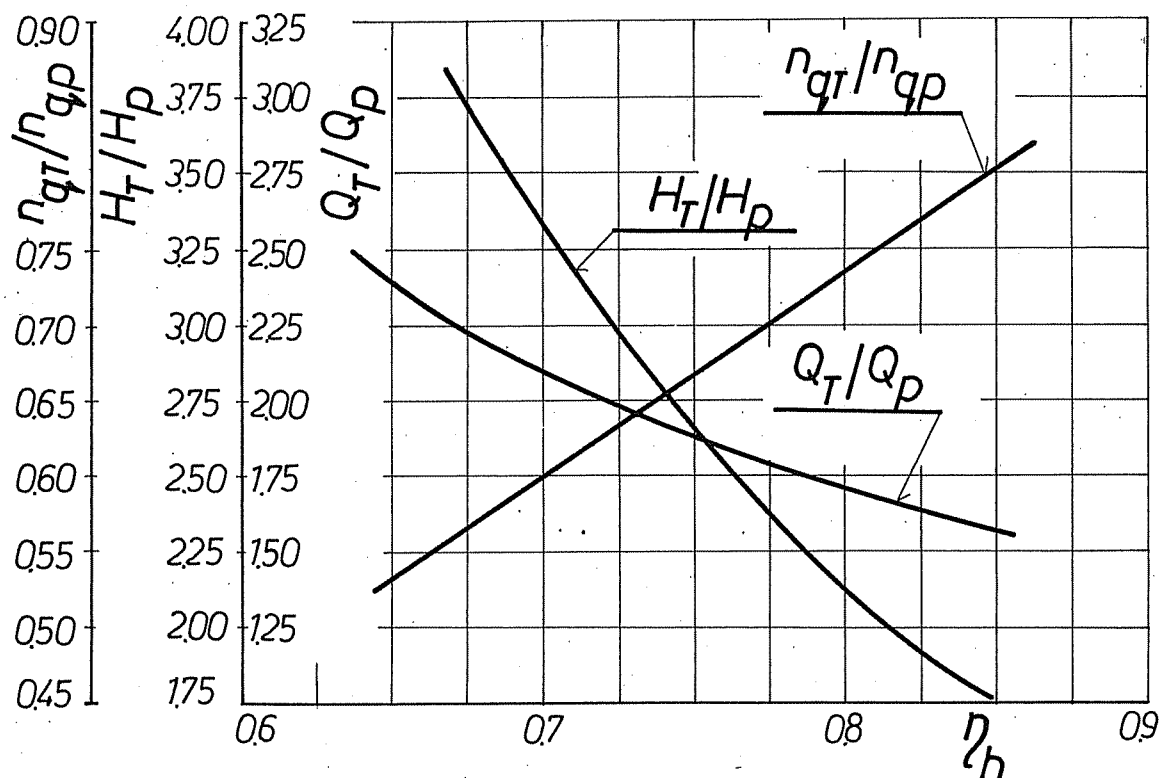
- wrażliwość kawitacyjna maszyny w ruchu turbinowym jest mniejsza od wrażliwości kawitacyjnej pompy (wniosek pośredni).



Rys.6. Krzywe charakterystyczne pompy wirowej w ruchu pompowym i turbinowym (według [1])

Na uwagę zasługuje również tzw. prędkość rozbiegu maszyny w ruchu turbinowym, a więc prędkość obrotowa, przy której całkowita moc rozwijana przez pompę, pracującą przy odwrotnym kierunku obrotów wirnika, jest tracona na pokonanie szkodliwych oporów. Prędkość obrotowa rozbiegu zależy od szybkobieżności maszyny i punktu jej pracy w warunkach stacjonarnych. W pompach odśrodkowych jest ona od 1,4 do 1,7 razy większa od prędkości nominalnej. Większe wartości prędkości rozbiegu odnoszą się do maszyn o większej szybkobieżności.

Związek między charakterystykami pompy (P) i turbiny (T) można ujawnić posługując się wynikami doświadczeń lub zależnościami teoretycznymi.



Rys.7. Uśrednione zależności ilorazów natężeń przepływu, wysokości ciśnień i szybkobieżności od umownej sprawności hydraulicznej pomp wirowych (według [17])

Na rysunku 7 przedstawiono wyniki badań E.Schmiedla [17] w formie zależności sprawności hydraulicznej η_h od ilorazów natężenia przepływu Q_T/Q_P , wysokości spadku/podnoszenia H_T/H_P i szybkobieżności n_{qT}/n_{qp} . Sprawność hydrauliczną zdefiniowano wzorem:

$$\eta_h = \sqrt{\eta_{hT} \cdot \eta_{hP}} \quad (1)$$

w którym symbole η_{hT} i η_{hP} oznaczają sprawność hydrauliczną turbiny i pompy, natomiast

$$\eta_{hT} \approx \sqrt{\eta_T} \quad (2)$$

$$\eta_{hP} \approx \sqrt{\eta_P} \quad (3)$$

Wskazane tu wyniki badań E. Schmiedla prowadzą do następujących wniosków :

a) Dla standardowych pomp wirowych o wyróżnikach szybkobieżności $n_{qP} \approx 5 \dots 50$ ilorazy odpowiednich wielkości charakterystycznych przybierają wartości następujące :

$$Q_T/Q_P = 1,5 \div 2,4 \quad ,$$

$$H_T/H_P = 1,7 \div 3,7 \quad .$$

Duże wartości odnoszą się do pomp o małym wyróżniku szybkobieżności.

b) Ilorazy odpowiednich wielkości charakterystycznych są związane ze sprawnością hydrauliczną w sposób podany przez A.J. Stepanoffa [20], tzn.

$$Q_T/Q_P \sim 1/\eta_h \quad (4)$$

$$H_T/H_P \sim 1/\eta_h^2 \quad (5)$$

$$n_{qT}/n_{qP} \sim \eta_h \quad (6)$$

Przytoczone tu wartości liczbowe nie mają oczywiście znaczenia ogólnego. Niemniej wskazują one jednoznacznie na różnice między pracą pompy i turbiny.

Korzystając z równań ciągłości i Eulera można wskazać na teoretyczną zależność między parametrami ruchu pompowego i turbinowego. Według [5] przyjmuje ona postać następującą :

$$\frac{H_{P, \text{opt}}}{H_{T, \text{opt}}} = \eta_{P, \text{opt}} \cdot \eta_{T, \text{opt}} \cdot \mu_P \cdot \frac{1 - \left[\frac{\varphi}{4\beta f_2 (1-\epsilon) \text{tg}\beta_{2, \infty}} \right]}{c_T \left[1 - \frac{\varphi}{4\beta f_2 \vartheta \text{tg}\beta_{2, \infty}} \right] - \delta_m \theta} \quad (7)$$

We wzorze tym znaczenie poszczególnych wielkości jest następujące :

- współczynnik wydajności pompy

$$\varphi = \frac{Q_{P, \text{opt}}}{(\pi D^2/4) \cdot u} \quad (8)$$

- współczynnik krętu turbiny na wylocie z turbiny (wlocie do pompy)

$$\theta = \frac{c_{u2, T}}{u} = \delta_m - \frac{\mu_T \varphi}{2\beta f_1 \text{tg}\beta_{1, \infty} \cdot \beta_2 (\delta_a + \nu_N)} \quad (9)$$

- iloraz objętościowego natężenia przepływu

$$\vartheta = \frac{Q_{P, \text{opt}}}{Q_{T, \text{opt}}} \quad (10)$$

- względna szerokość strumienia na wylocie z wirnika pompy

$$\epsilon = \frac{b_w}{b} \quad (11)$$

- współczynnik uderzenia na wlocie do turbiny

$$c_{T, \text{opt}} = \left[\frac{c_{u1}/u}{c_{u1, \infty}/u} \right]_{\text{opt}} = \left[\frac{c_{u1}/u}{1 - \frac{\varphi}{4\beta f_2 \vartheta \text{tg}\beta_{2, \infty}}} \right]_{\text{opt}} \quad (12)$$

przy czym :

D - zewnętrzna średnica wirnika w mm ,

f₁ - przesłonięcie łopatek na wlocie pompy,

f₂ - przesłonięcie łopatek na wylocie pompy,

u - prędkość obwodowa na zewnętrznej średnicy wirnika w m/s,

β_{1, ∞} - kąt łopatek (środkowy) na wlocie do wirnika pompy w stopniach,

β_{2, ∞} - kąt łopatek na wylocie z wirnika pompy w stopniach,

β = b₂/D - względna szerokość na wylocie z wirnika pompy,

$$\delta_m = \frac{D_m}{D} = \frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{\delta_a^2 + \nu_N^2} \quad \text{- względna średnica wirnika pompy na wylocie (wartość średnia),}$$

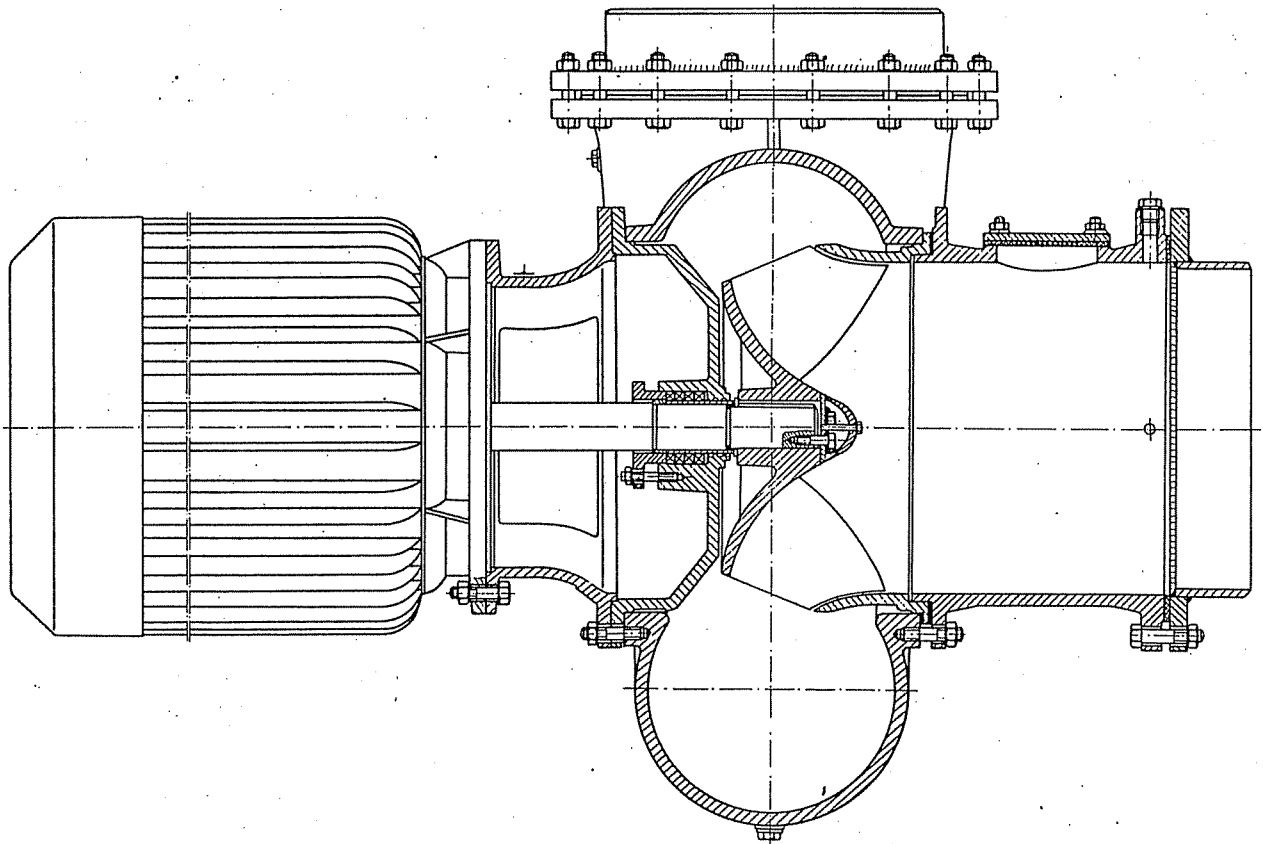
$\delta_a = D_{1,a}/D$ - względna średnica wirnika pompy na wlocie,

$\nu_N = D_N/D$ - względna średnica piasty wirnika,

μ - współczynnik mocy (slip factor).

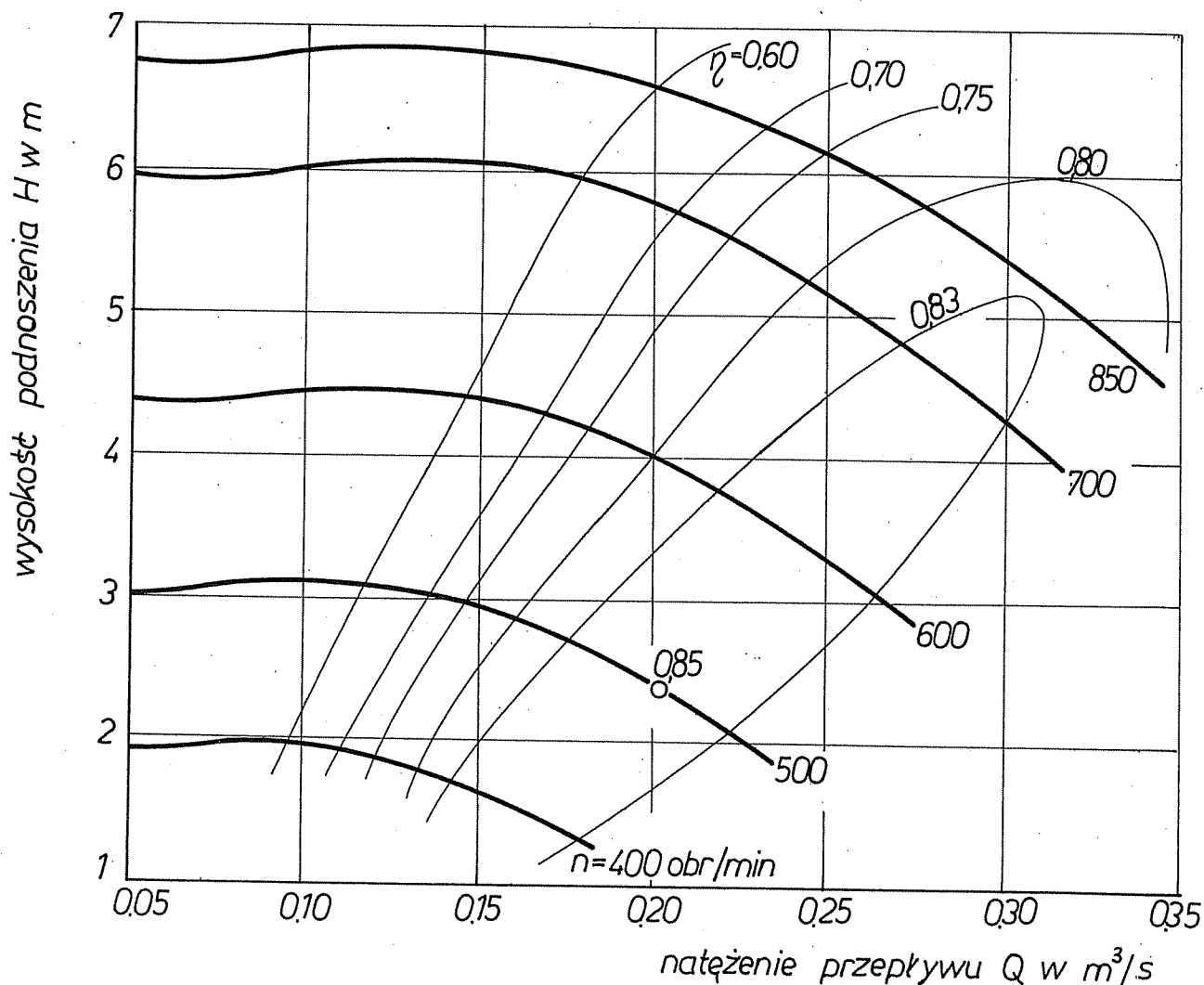
3. BADANIA WŁASNE

Kierując się możliwością i celowością wykorzystania seryjnie produkowanych pomp wirowych w energetyce wodnej oraz podczas rekuperacji energii traconej w niektórych procesach technologicznych, podjęto w Zakładzie Dynamiki Ciecży Instytutu Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku badania kilku pomp w obszarze pracy turbinowej. Celem badań było poznanie własności energetycznych i ustalenie nominalnych parametrów pracy wybranych pomp pracujących jako turbiny wodne. W tym rozdziale ograniczono się do przedstawienia wyników badań pompy helikoidalnej produkcji Leszczyńskiej Fabryki Pomp, pompy diagonalnej produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp oraz pompy odśrodkowej produkcji Zabrzeńskiej Fabryki Maszyn Górniczych.



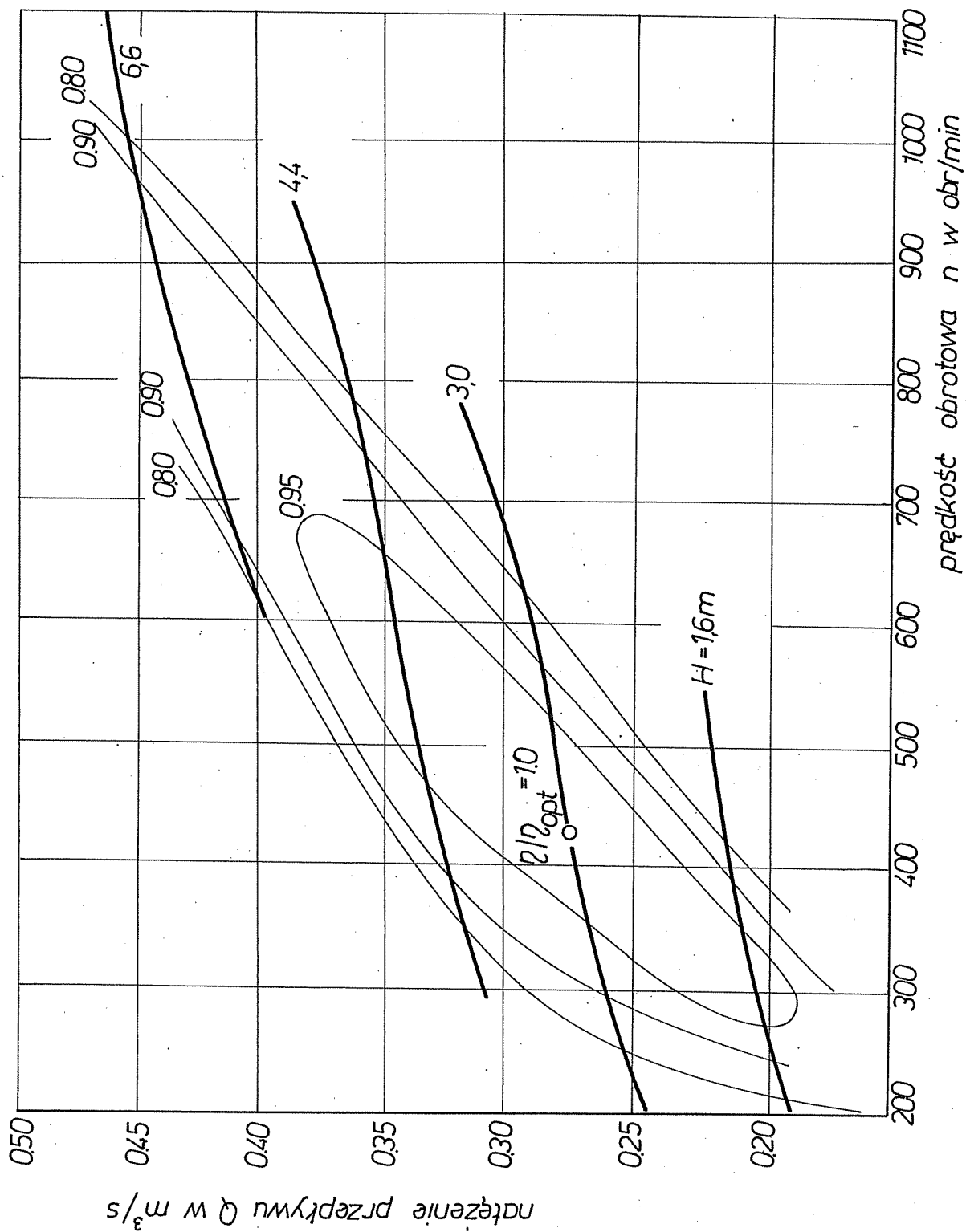
Rys.8. Pompa helikoidalna typu UM produkcji Leszczyńskiej Fabryki Pomp

Pompy helikoidalne typu UM są szybkobieżnymi, jednostopniowymi pompami wirowymi z wirnikiem o przepływie ukośnym i z kadłubem spiralnym (rys.8). Mają zastosowanie [23] we wszelkiego rodzaju przepompowniach o dużej wydajności i niewielkiej wysokości podnoszenia. Mogą być stosowane w przepompowniach melioracyjnych, odwadniających, w przepompowniach wodociągowych - jako pompy wstępnego pompowania, w przepompowniach wody chłodzącej - jako pompy obiegowe, w sieciach centralnego ogrzewania, w szklarniach. Odznaczają się prostą konstrukcją (rys.8) i dużą niezawodnością działania.



Rys.9. Charakterystyka uniwersalna (pagórek sprawności) pompy 400 UM 250 [12]

Badania wykonano z pompą monoblokową typu 400 UM 250 o wyróżniku szybkobieżności $(n_{qp})_{sr} \approx 140$ (dla wirnika 3 łopatkowego $n_{qp} \approx 150$, dla wirnika 5 łopatkowego $n_{qp} \approx 120$). Przy prędkości obrotowej $n_p = 500$ obr/min nominalne parametry hydrauliczne pompy były następujące [12] :



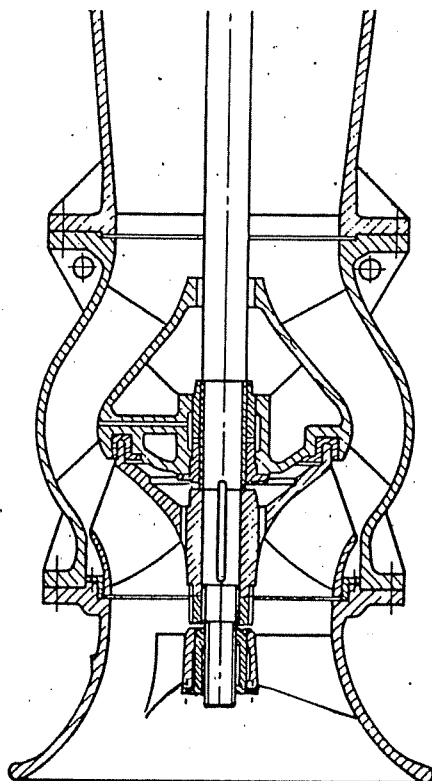
Rys. 10. Charakterystyka uniwersalna (pagórek sprawności) pompy 400 UM 250 pracującej jako turbina wodna [12]

Wielkość	Liczba łopatek wirnika	
	3	5
natężenie przepływu Q_p , m ³ /s	0,21	0,20
wysokość podnoszenia H_p , m	1,65	2,35
sprawność monobloku η_{Pz}	0,76	0,85

Na rysunku 9 przedstawiono wykres warstwiczny krzywych jednakowych sprawności pompy monoblokowej w układzie współrzędnych (H, Q). Wykres ten odnosi się do maszyny z wirkiem 5-cio łopatkowym o średnicy 400 mm. Z kolei na rysunku 10 zamieszczono pagórek sprawności ($\eta_{Topt} = 0,73$) przynależny do tej samej maszyny pracującej jako turbina wodna. Można stąd odczytać, że przy prędkości obrotowej $n_T = n_P = 500$ obr/min nominalne parametry pracy turbiny wynoszą w przybliżeniu : $Q_T = 0,30$ m³/s i $H_T \approx 3,65$ m. Na tej podstawie należy wnosić, że

$$Q_T/Q_P = 1,5, \quad H_T/H_P \approx 1,6 \quad \text{i} \quad n_{qT}/n_{qP} = 0,88.$$

Pompy diagonalne typu D są przeznaczone do przetłaczania wody czystej lub lekko zanieczyszczonej o temperaturze do 40°C (60°C). Pompy o małej i średniej



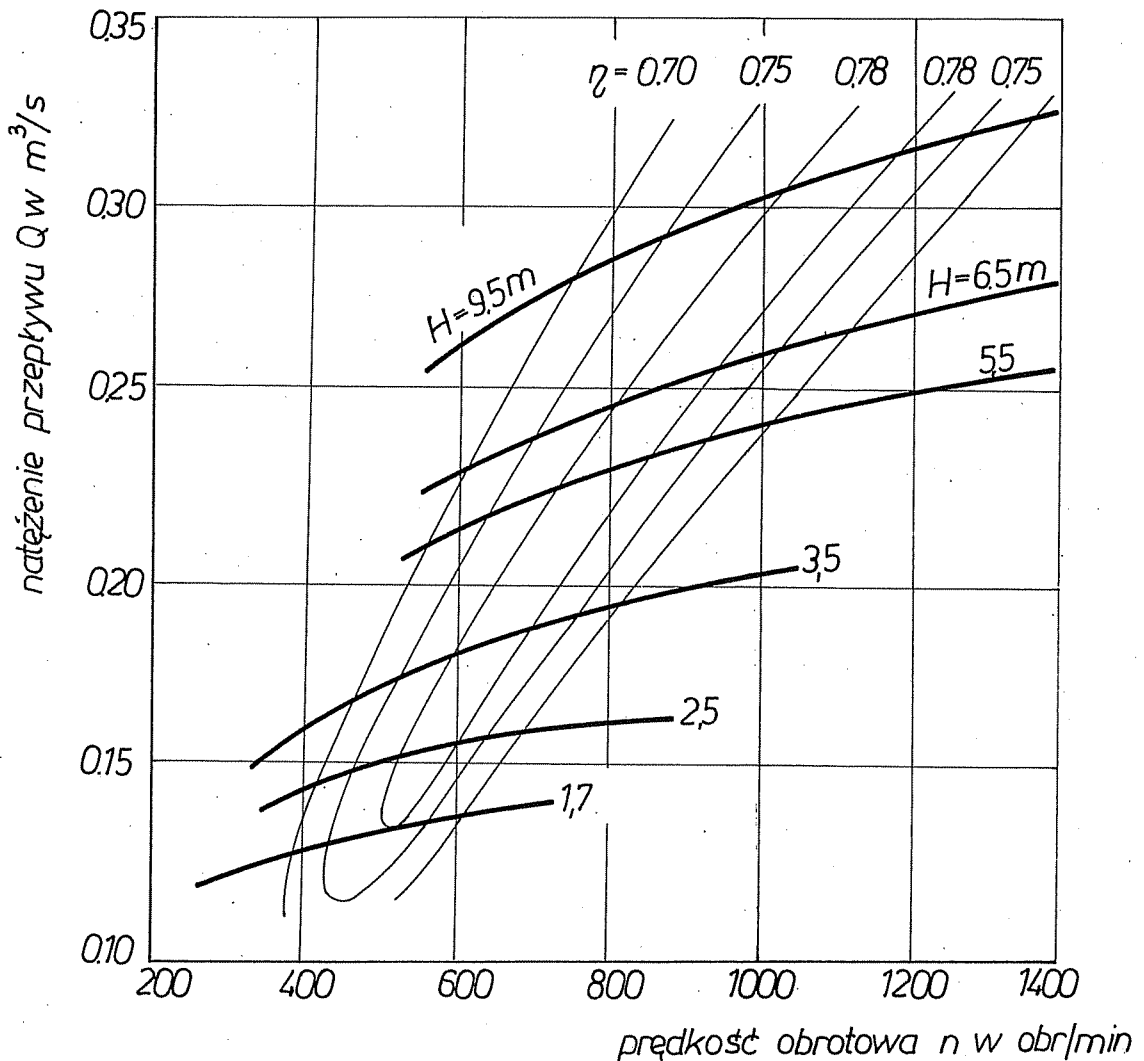
Rys. 11 Pompa diagonalna typu D (fragment) produkcji Warszawskiej Fabryki Pomp

wydajności są stosowane najczęściej we wszelkiego rodzaju ujęciach wodnych i obiegach chłodzących. Pompy o dużej wydajności są stosowane głównie w energetyce jako pompy wody chłodzącej. Na rysunku 11 przedstawiono część przepływową pompy oznaczonej symbolem 35 D 40. Według danych producenta [23] nominalne parametry pracy tej pompy przy prędkości obrotowej $n_p = 1470$ obr/min wynoszą :

$$Q_p = 0,22 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{i} \quad H_p = 9,5 \text{ m (max. 12,0 m)}.$$

Można stąd wnosić, iż szybkobieżność pompy wynosi $n_{qP} = 127$.

Wyniki badań omawianej pompy w ruchu turbinowym przedstawiono w formie pagórka sprawności na rysunku 12. Można stąd wywnioskować, iż przy prędkości



Rys. 12. Charakterystyka uniwersalna (pagórek sprawności) pompy 35 D 40 pracującej jako turbina wodna [12]

$n_T = 800$ obr/min parametry nominalne turbiny wynoszą :

$$Q_{T_{800}} = 0,23 \text{ m}^3/\text{s} , \quad H_{T_{800}} = 5,5 \text{ m} , \quad \eta_T = 0,78 .$$

Odnosząc powyższe parametry do prędkości obrotowej $n_T = n_P = 1470$ obr/min otrzymamy, przy założeniu niezmiennej sprawności, następujące dane liczbowe :

$$Q_T = 0,42 \text{ m}^3/\text{s} , \quad H_T = 18,5 \text{ m} , \quad n_{qT} \approx 107.$$

Według wskazanych tu wartości parametrów ruchu pompy i turbiny mamy dla

$$n_T = n_P$$

$$Q_T/Q_P = 1,9 , \quad H_T/H_P = 1,9 , \quad n_{qT}/n_{qP} = 0,84 .$$

Prócz badań programowych, odnoszących się do pompy z czterołopatkowym wirnikiem standardowym, wykonano badania dodatkowe z wirnikiem pięciołopatkowym, o uproszczonej technologii wykonania (rys.13). Łopatki nowego, nietypowego wirnika wykonano z rury o średnicy 350 mm. Celem badań dodatkowych (wykonanych na tym samym stanowisku doświadczalnym - rys.14) było sprawdzenie przydatności wirnika o uproszczonej krzywiźnie łopatek do pracy turbinowej. W rezultacie ustalono, że nominalne parametry pracy wirnika w ruchu pompowym wynoszą :

$$n_P = 900 \text{ obr/min} , \quad Q_P = 0,18 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_P = 5,7 \text{ m} , \quad n_{qP} = 103 ,$$

a w ruchu turbinowym , dla $H_T = 3,5 \text{ m}$:

$$n_T = 575 \text{ obr/min} , \quad Q_T = 0,19 \text{ m}^3/\text{s} , \quad \eta_T = 0,67$$

Na rysunku 15 zamieszczono krzywe doświadczalne, które były podstawą do wyznaczenia podanych tu wartości. Odnosząc te ostatnie do prędkości obrotowej $n_T = n_P = 900$ obr/min otrzymamy :

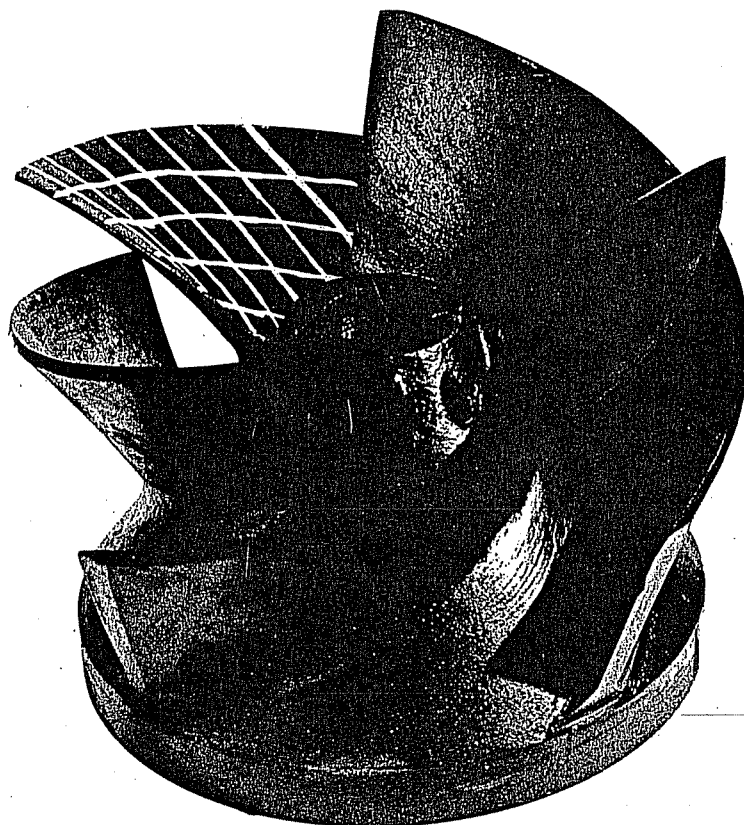
$$Q_{T_{900}} = 0,28 \text{ m}^3/\text{s} , \quad H_{T_{900}} = 8,6 \text{ m} , \quad n_{qT} = 95 ,$$

oraz

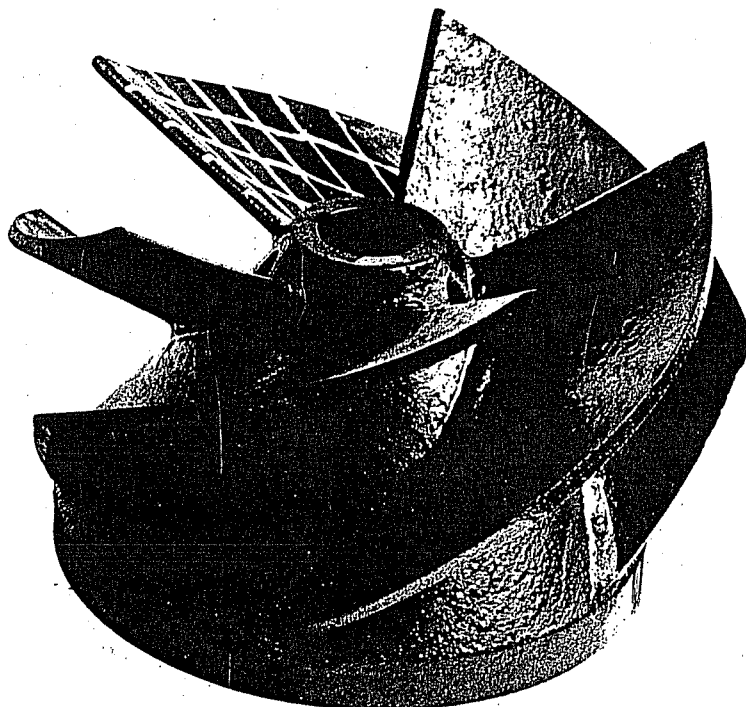
$$Q_T/Q_P = 1,6 , \quad H_T/H_P = 1,5 , \quad n_{qT}/n_{qP} = 0,92 .$$

Ostatnia z badanych maszyn to 3 stopniowa pompa odśrodkowa typu OS - 150A z wirnikiem o średnicy 290 mm (rys.16). Pompy typu OS stosuje się [23] do pompowania wody czystej lub zawierającej zanieczyszczenia mechaniczne. W górnictwie pompy te są stosowane do odwadniania oddziałów oraz do odwodnień

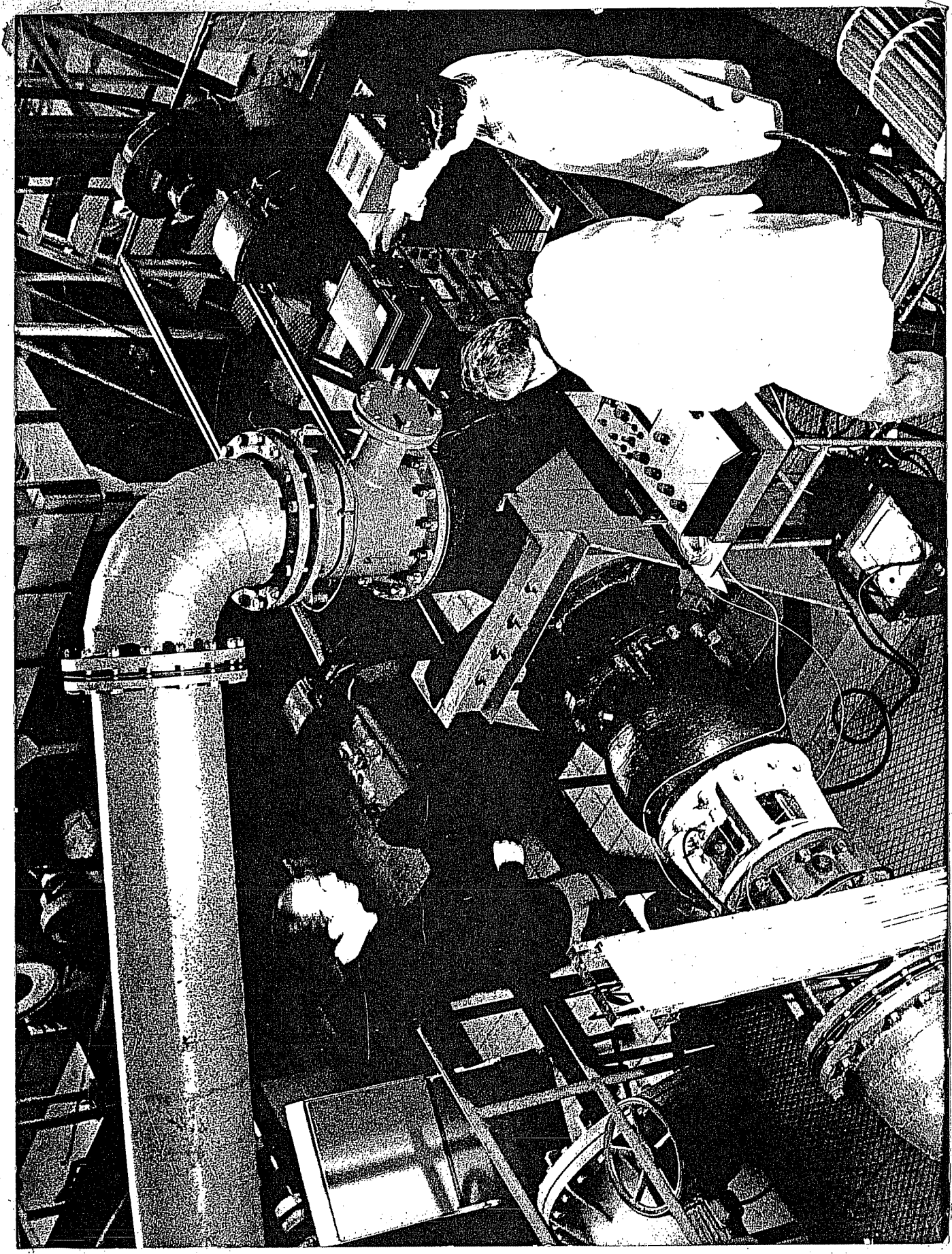
a)



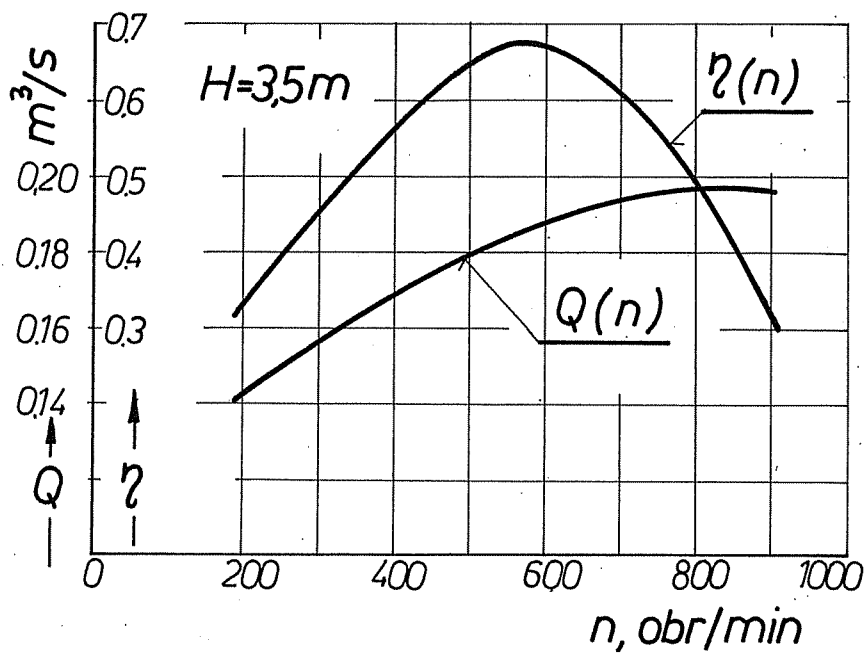
b)



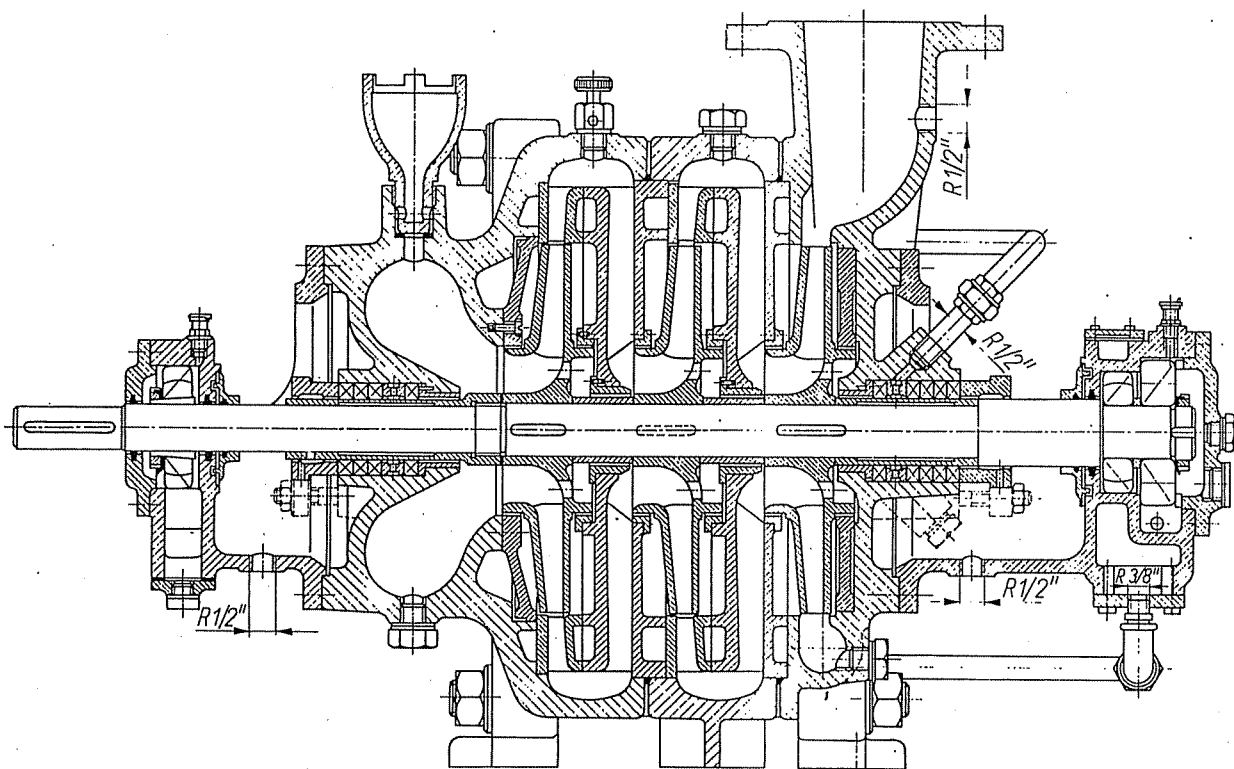
Rys. 13. Wirniki pompy diagonalnej : standardowy (a) oraz o łopatkach wykonanych z rury (b)



Rys.14. Stanowisko doświadczalne (laboratorium IMP PAN) podczas badań pompy diagonalnej



Rys.15. Własności energetyczne pompy diagonalnej przy spadzie $H = 3,5 \text{ m}$

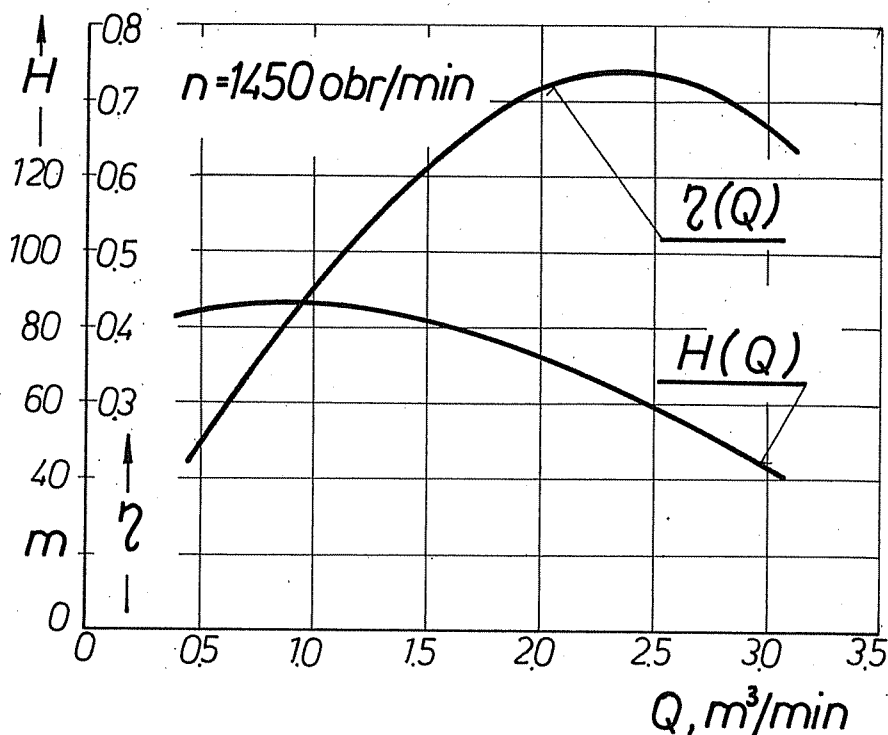


Rys.16. Wielostopniowa pompa odśrodkowa typu OS produkcji Zabrzeńskiej Fabryki Maszyn Górniczych

pomocniczych. Charakterystykę pracy pompy typu OS - 150A przedstawiono na rysunku 17. Można stąd wywnioskować, iż przy prędkości obrotowej $n = 1450$ obr/min i maksymalnej sprawności ($\eta_p = 0,76$) pompa osiąga :

$$Q_p = 0,04 \text{ m}^3/\text{s} \quad \text{i} \quad H_p = 62 \text{ m} .$$

Parametry te wskazują, iż wyróżnik szybkobieżności pompy wynosi $n_{qP} \approx 13$.



Rys.17. Charakterystyka pracy pompy OS - 150A (według [23])

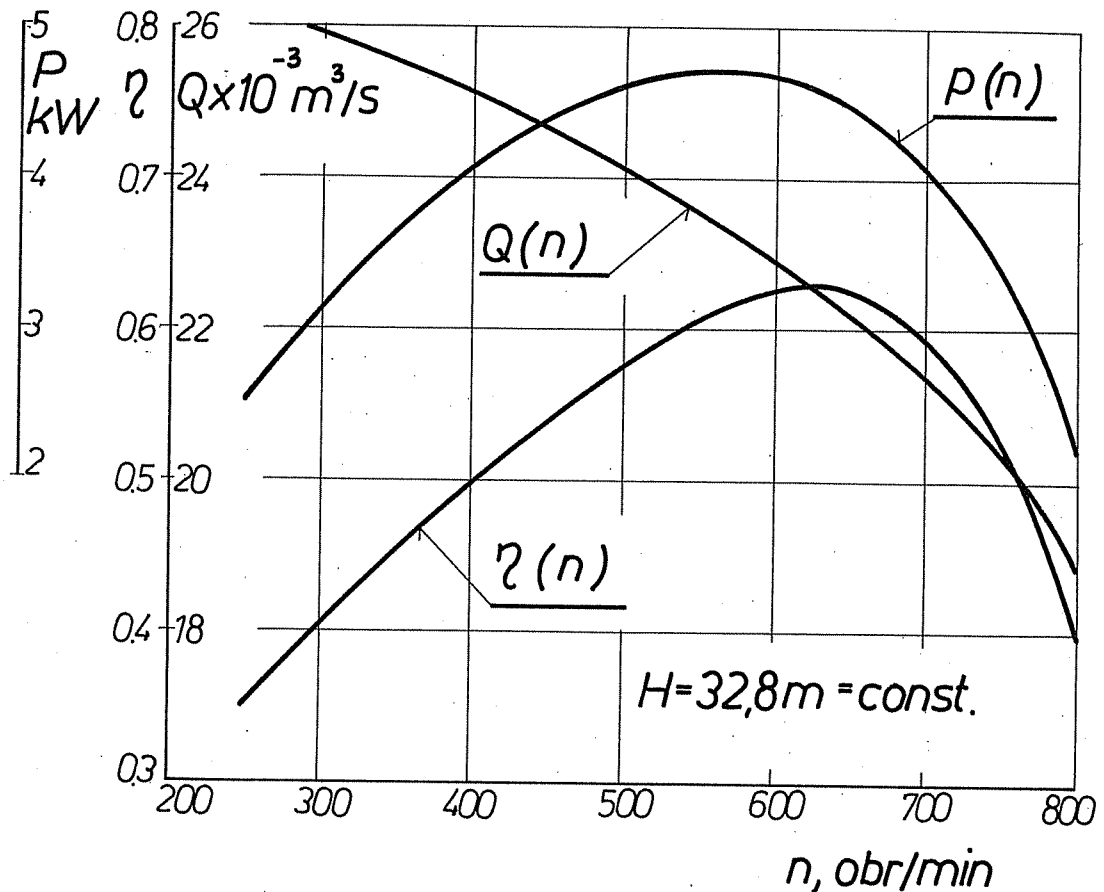
Wyniki badań turbiny przedstawiono na rysunku 18. Można stąd odczytać, że przy $H_T = 32,8$ m nominalne parametry pracy pompy w ruchu turbinowym są następujące :

$$n_T \approx 640 \text{ obr/min} , \quad Q_T = 0,0225 \text{ m}^3/\text{s} , \quad \eta_T = 0,62 , \quad n_{qT} = 7 .$$

Po odniesieniu parametrów pracy pompy i turbiny do tej samej prędkości obrotowej ($n_T = n_p = \text{const}$), otrzymamy :

$$Q_T/Q_p = 1,27 , \quad H_T/H_p = 2,7 , \quad n_{qT}/n_{qP} = 0,54 .$$

Przedstawione tu wyniki badań własnych wskazują z jednej strony na przydatność niektórych pomp produkcji krajowej do rekuperacji energii i do zastosowania w tzw. małej energetyce wodnej, z drugiej zaś strony potwierdzają znane fakty, iż przy nieziennej prędkości obrotowej pompy i turbiny ($n_p = n_T = \text{const}$) wartości nominalnych parametrów hydraulicznych turbiny są większe



Rys.18. Charakterystyka energetyczna pompy OS - 150A pracującej jako turbina wodna

od wartości odpowiednich parametrów pompy. Te ostatnie ustalenia mogą być wykorzystane przy doborze badanych pomp do pracy turbinowej. W szczególności można przewidzieć, iż "parametry turbinowe" pomp helikoidalnych Leszczyńskiej Fabryki Pomp (o wyróżniku szybkoobrotowości $n_{qP} \approx 140$) wyniosą :

$$Q_T = 1,5 Q_P ,$$

$$H_T = 1,6 H_P ,$$

a pomp diagonalnych Warszawskiej Fabryki Pomp (o wyróżniku szybkoobrotowości $n_{qP} \approx 125$) :

$$Q_T = 1,8 Q_P ,$$

$$H_T = 1,9 H_P .$$

Wskazując na powyższe relacje należy podkreślić, iż odnoszą się one do nominalnych stanów ruchu maszyny oraz że wybór pompy i ustalenie parametrów jej działania (eksploatacji) jako turbiny, wymagają uwzględnienia charakterystyk $Q = f(H, n)$ i charakterystyk kawitacyjnych.

4. WYBÓR POMPY DO PRACY TURBINOWEJ

Większość wytycznych dotyczących wyboru pomp do pracy turbinowej zakłada równość lub prawie równość sprawności $\eta_p \approx \eta_T$ w nominalnym punkcie pracy. Przy tych założeniach różne źródła wskazują na różne uproszczone zależności między parametrami działania pompy (P) i turbiny (T). Zestawiono je w tabeli poniżej.

Lp	Wysokość podnoszenia i spadu	Natężenie przepływu	Sprawność	Szybko- bieżność	Źródło
1	2	3	4	5	6
1	$H_{T,opt} = \frac{H_{P,opt}}{\eta_{P,opt}}$	$Q_{T,opt} = \frac{Q_{P,opt}}{\sqrt{\eta_{P,opt}}}$	$\eta_{hT} \approx \sqrt{\eta_T}$ $\eta_{hP} \approx \sqrt{\eta_P}$ $\eta_h = \sqrt{\eta_{hT} \eta_{hP}}$ $\eta_P \approx \eta_T$		[20]
2	j.w.	$Q_{T,opt} = \frac{Q_{P,opt}}{\eta_{P,opt}}$	j.w.		[2, 3, 21]
3	$H_T = \frac{H_P}{\eta_{hT} \eta_{hP}}$ $H_T \approx 1,5 H_P$	$Q_T \approx 1,35 Q_P$	$\Delta\eta = 0 \dots 2\%$ $\eta_T > \eta_P$	$n_{qT} \approx$ $\approx 0,85 n_{qP}$	badania własne [19] dla $n_{qP} = 50$
4	$H_T \approx 1,45 H_P$	$Q_T \approx 1,33 Q_P$	$\eta_P \approx \eta_T$		[1] $n_{qP} = 24$ pompa 3-stopniowa
5	$H_T \approx 2,7 H_P$	$Q_T \approx 1,27 Q_P$	$\eta_P \approx \eta_{TW}$ $\approx 0,75$	$n_{qT} =$ $= 0,54 n_{qP}$	badania własne [18] $n_{qP} = 13$; pompa 3-stopniowa

Lp	Wysokość podnoszenia i spadu	Natężenie przepływu	Sprawność	Szybko- bieżność	Źródło
1	2	3	4	5	6
6	$H_T = 1,6 H_P$	$Q_T = 1,5 Q_P$	$\Delta\eta = 5\%$ $(\eta_P > \eta_T)$	$n_{qT} = 0,85n_{qP}$	badania własne $n_{qP} = 140$; pompa heli- koidalna
7	$H_T = 1,9 H_P$	$Q_T = 1,8 Q_P$	$\eta_T \approx 0,8$	j.w.	badania własne; pompa dia- gonalna
8	$H_T/H_P = -1,5 + \frac{2,4}{\eta_h^2}$	$Q_T/Q_P = -1,4 + \frac{2,5}{\eta_h}$	$\eta_h = \sqrt{\eta_{hT}\eta_{hP}}$ $\eta_h \approx \sqrt[4]{\eta_T\eta_P}$ $\eta_T/\eta_P = 1,16 - 0,005n_{qP}$	$n_{qT}/n_{qP} = -0,3 + 1,3\eta_h$	[17] dla $n_q = 10 \div 70$

Przytoczone tu przykłady nie wyczerpują oczywiście wszystkich propozycji. Jak jednak podkreśla C.S. Yang (w [5]) pompy o podobnych charakterystykach i tym samym wyróżniku szybkobieżności mogą różnić się między sobą działaniem w ruchu turbinowym. Częściowym potwierdzeniem tego faktu mogą być wyniki badań własnych przedstawione w poprzednim rozdziale. Tak więc proste zależności empiryczne między parametrami pracy pompy i turbiny są daleko idącym uproszczeniem rzeczywistości i mogą być stosowane warunkowo. Z tego też powodu interesujące byłoby sprawdzenie zależności teoretycznej określonej wzorem (7).

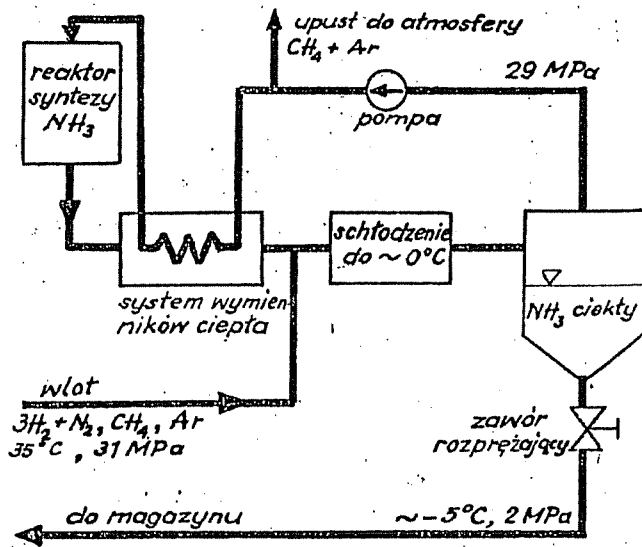
Prawidłowy wybór pompy do pracy turbinowej wymaga więc nie tylko znajomości potencjału hydroenergetycznego, który ma być przetworzony na pracę użyteczną, lecz także znajomości zachowania się pompy w nowych warunkach działania. W tym kontekście pożądana jest znajomość charakterystyk pompy przynajmniej w dwóch kwadrantach, tj. gdy pompa obraca się i tłoczy wodę w naturalnym (dodatnim) kierunku, oraz gdy kierunek przepływu wody jest odwrotny a kierunek obrotu pompy ujemny.

Wstępna znajomość zachowania się pompy w ruchu turbinowym wiąże się również z przewidywaniem zachowania się maszyny przy obciążeniu częściowym. Zachowanie to można ocenić na podstawie krzywych sprawności η w funkcji natężenia przepływu Q (rys.3). Z przebiegu tych krzywych można wywnioskować, iż konwencjonalne turbiny wodne charakteryzują się przy obciążeniach częściowych lepszymi własnościami energetycznymi aniżeli standardowe pompy wirowe bez regulacji. Korzystniejsze wyniki osiąga się stosując pompy osiowe z wirnikami o łopatkach nastawialnych.

Podsumowując należy stwierdzić, iż wykorzystanie pomp do pracy turbinowej jest zasadne przede wszystkim przy małych zmianach natężenia przepływu. Za stosowaniem pomp wirowych, zamiast konwencjonalnych turbin wodnych, przemawiają również niskie koszty pomp standardowych oraz możliwość wyboru maszyny spośród dużej ilości typów i wielkości. Według D.Spanglera (w [5]) stosowanie pomp przy budowie małych elektrowni wodnych obniża koszt wyposażenia elektrowni przynajmniej o połowę. Poniżej przedstawiono zalety i wady pomp pracujących jako turbiny wodne oraz konwencjonalnych turbin wodnych zestawione przez P.Hergta i innych [8] .

Zalety	Wady
pompa wirowa jako turbina wodna	
<ul style="list-style-type: none"> - duży wybór pod względem konstrukcji, rozmiarów, mocy, szybkobieżności itp; - duża trwałość i dyspozycyjność oraz małe wymagania dotyczące obsługi; - w procesach rekuperacyjnych, związanych z rozprężaniem cieczy, pompy wielostopniowe są korzystniejsze od turbin Peltona; 	<ul style="list-style-type: none"> - brak możliwości dostosowania pompy do aktualnych warunków warunków hydraulicznych (zmiennosc Q i H) bez spowodowania znaczących strat energetycznych; - ograniczone możliwości zmian konstrukcyjnych (praktycznie zmiany dotyczą wirników); - ograniczenia eksploatacyjne spowodowane uderzeniami hydraulicznymi i zrzutem obciążenia (sprawa prędkości rozbiegu);-
turbiny wodne	
<ul style="list-style-type: none"> - możliwość dostosowania turbiny do aktualnych warunków hydraulicznych (zmiennosc Q i H) poprzez nastawianie łopatek kierownicy; - wysoka sprawność; 	<ul style="list-style-type: none"> - stosunkowo duży koszt (wykonanie - jednostkowe) i długi okres wyczekiwania na realizację zamówienia; - dla mocy < 100 kW wykonanie jednostkowe na ogół nieopłacalne;

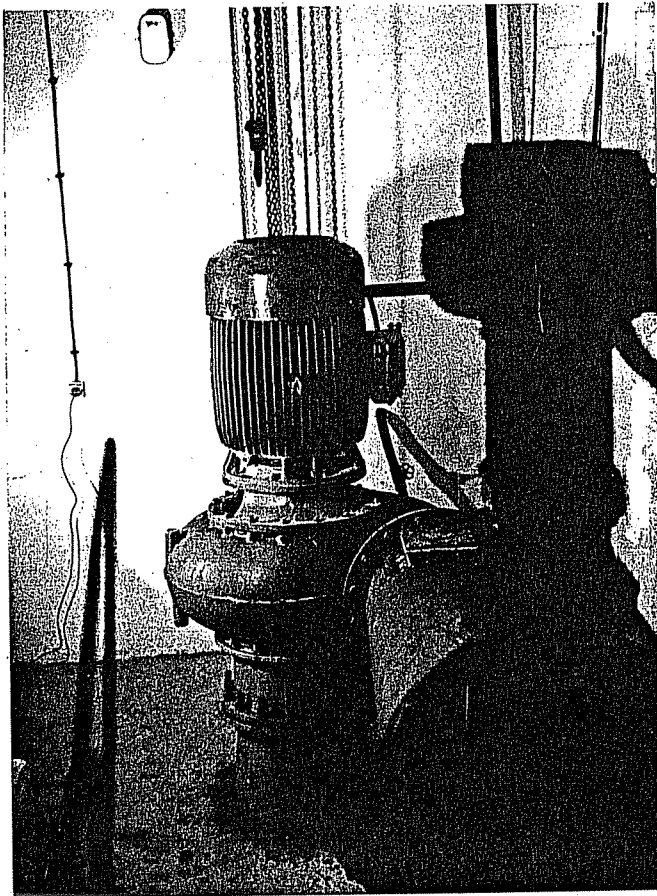
B-5



Rys.20. Obieg syntezy amoniaku, w którym zamiast zaworu rozprężającego proponuje się zastosowanie wielostopniowej "pompy rekuperacyjnej"

wielostopniowej pompy odśrodkowej. Pompa ta, pracując jako turbina hydrauliczna, będzie przy najmniejszym natężeniu przepływu oddawała moc około 300 kW, a przy największym ponad 2000 kW. Projekt tego rozwiązania opracowano na zlecenie Instytutu Nawozów Sztucznych w Puławach [22].

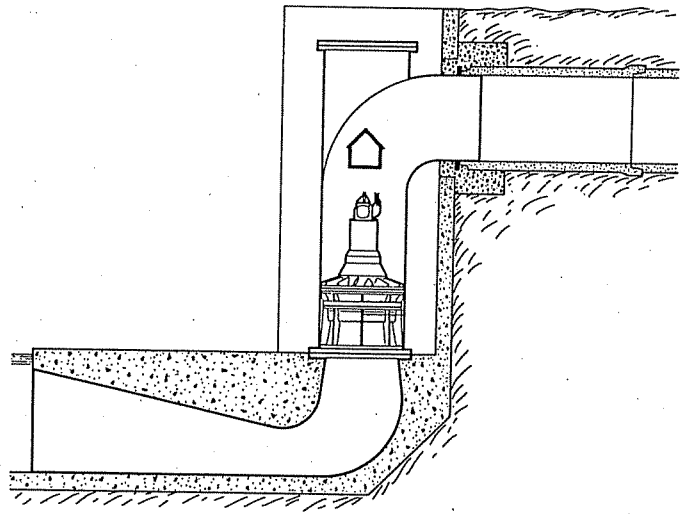
Przykładem zastosowania krajowej pompy do pracy turbinowej jest mikroelektrownia wodna w Polanowie w województwie śląskim [25].



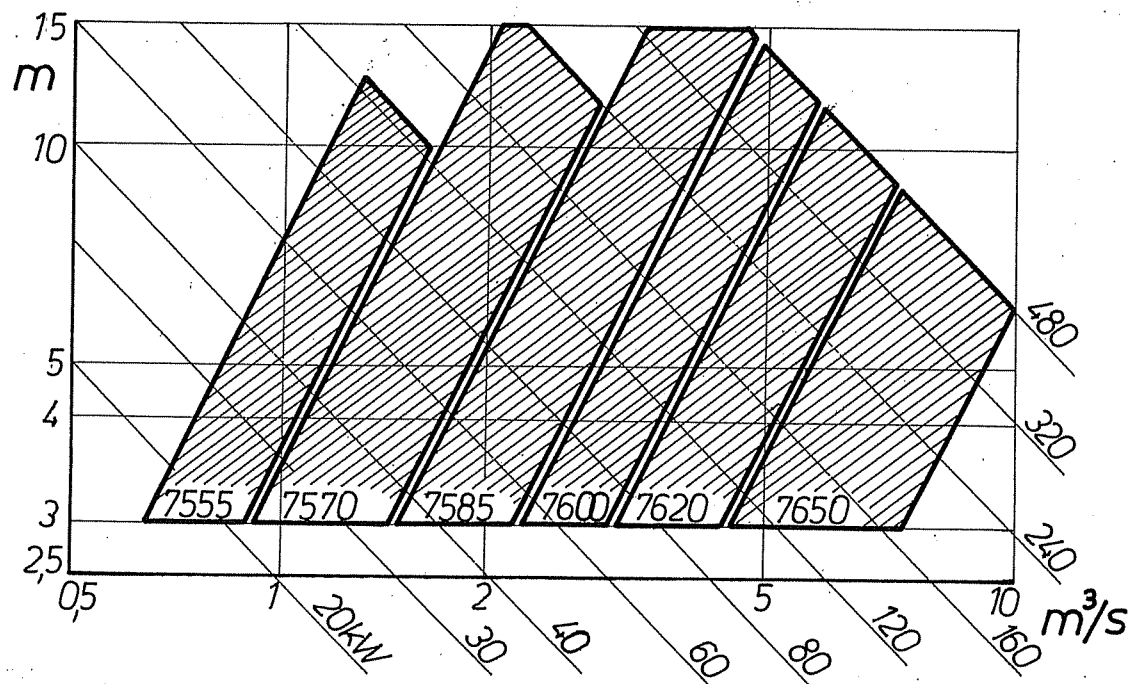
Obiekt składa się ze sztucznego zbiornika wodnego (na dopływie rzeki Grabowej), betonowego ujęcia wody (wraz z zastawkami i kratą ochronną), rurociągu stalowego (o średnicy 500mm i długości 50m), doprowadzającego wodę do pompy standardowej typu UM produkcji Leszczyńskiej Fabryki Pomp, rury ssącej oraz otwartego kanału odprowadzającego wodę do rzeki. Wyboru pompy dokonano na podstawie pomiarów niwelacyjnych i hydrometrycznych. Pompę tę, działającą jako turbina pokazano na rysunku 21.

Rys. 21. Pompa pracująca jako turbina wodna w Polanowie

Pracując pod spadem brutto $H = 7,2$ m osiąga ona przy maksymalnym natężeniu przepływu wody $Q = 0,50$ m³/s moc około 20 kW.



Rys.22. Turbozespół firmy FLYGT - jeden ze sposobów zabudowy



Rys.23. Nomogram typoszeregu pomp specjalnych firmy FLYGT [24]

Oprócz stosowanych niekiedy w małej energetyce wodnej pomp standardowych, stosowane są również pompy przystosowane specjalnie do tego celu. Przykładem mogą być pompy firmy FLYGT [24]. Są to zespoły maszynowe zatapialne, składające się z trzech modułów : generatora asynchronicznego, przekładni i

turbiny z wirnikiem śmigłowym o czterech łopatkach nastawialnych. Na rysunku 22 przedstawiono jeden ze sposobów zabudowy turbozespołu z krzywo liniową rurą ssącą, a na rysunku 23 nomogram całego typoszeregu o mocy od 20 do 450 kW.

6. UWAGI KOŃCOWE

Ostatecznie należy stwierdzić, iż pompy wirowe i konwencjonalne turbiny wodne stwarzają alternatywę dla wyposażenia maszynowego mikroelektrowni wodnych i dla rekuperacji energii w niektórych procesach technologicznych. Ze względów ekonomicznych wybór pompy zamiast turbiny jest w wielu przypadkach uzasadniony. Za tym wyborem przemawiają małe różnice w sprawnościach między pompą pracującą normalnie i pracującą jako turbina wodna oraz duży wybór pomp i możliwość ich szybkiego nabycia przy niższych cenach. Na podkreślenie zasługuje możliwość wykorzystania do pracy turbinowej pomp wielostopniowych. Ich dostosowanie do różnych wysokości spadu uzyskuje się m.in. poprzez wybór odpowiedniej liczby stopni i szybkobieżności.

Idea stosowania pomp wirowych do pracy turbinowej jest słabo upowszechniona. Jednym z powodów jest brak informacji o zachowaniu się pomp produkcji krajowej w ruchu turbinowym. Informacje te są niezbędne dla opracowania wytycznych do wyboru pomp dla potrzeb małej energetyki wodnej i odzysku energii traconej w różnych procesach technologicznych. Celowość dostarczenia takich informacji projektantom i inwestorom, a więc wykonania niezbędnych badań doświadczalnych i przeprowadzenia odpowiednich analiz jest uzasadniona różnymi względami. Wystarczy np. wskazać, iż według źródeł amerykańskich [16] nakłady związane z zainstalowaniem pompy do odzysku energii są stosunkowo niskie i przeważnie zwracają się w ciągu sześciu miesięcy.

LITERATURA

- [1] BOLLIGER W., F.GAJEWSKI : Energierückgewinnung mit Pumpen in Turbinenbetrieb bei Expansion von gasbeladenen Flüssigkeiten. Pumpentagung Karlsruhe'84, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt/Main, Oktober 1984.
- [2] CHILDS M., SHELDON : Convent Pumps to Turbines and Recover HP. Hydrocarbon processing and Petroleum Refiner, vol.41, No.10, 1962.
- [3] Mc CLASKEY B.M., J.A.LUNDQUIST : Hydraulic Power Recovery Turbines. ASME Paper 76-Pet-65, 1976.

- [4] DAFFNER E. J., W.W.DETTINGER : Hydraulische Energierückgewinnung aus Fluids bei hohen Druckgefällen. Pumpentagung Karlsruhe'84, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt/Main, Oktober 1984.
- [5] ENGEDA A., P.STRATE, M.RAUTENBERG : Auswahl von Kreiselpumpen als Turbinen. Pumpentagung Karlsruhe'88, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt/Main, Oktober 1988.
- [6] FRANZKE A. : Benefits of Energy-Recovery Turbines. Chemical Engineering, 1970.
- [7] GUELICH J. : Energierückgewinnung mit Pumpen im Turbinenbetrieb bei Expansion von Zweiphasengemischen. Tech.Rundschau Sulzer 3/1981.
- [8] HERGT P., P.KRIEGER, S.THOMMES : Die Strömungstechnischen Eigenschaften von Kreiselpumpen im Turbinenbetrieb. Pumpentagung Karlsruhe'84, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt/Main, Oktober 1984.
- [9] JARDINS P.R. : Energy Recovery for Profit. Chemical Engineering, 1964.
- [10] JENETT E.. : Hydraulic Power Recovery Systems. Chemical Engineering, 1968.
- [11] KERCAN V., L.BIZJAK : Karakteristike malih hidroagregata. Turboinštitut, Ljubljana, 1979.
- [12] KIREJCZYK J. : Analiza przydatności pompy 400 UM 250 do pracy turbinowej. Oprac.wewn. IMP PAN, Gdańsk, 1982.
- [13] LAUX C.H. : Reversible Multistage Pumps as Energy Recovery Turbines in Oil Supply Systems. Sulzer Technical Review, 2/1980.
- [14] LAUX C.H. : Rückwärtslaufende Standardpumpen als Rekuperationsturbinen. Technische Rundschau Sulzer, 2/1982.
- [15] PALGRAVE R. : Hydraulic Power Recovery Using Reverse Running Pumps. 10th Int.Pump Tech.Conf. of BPMA, Cambridge, UK, 1987.
- [16] SCHNEIDER F., A.FRANZKE : Recovery turbines enhance economics of gas-washing plants. Power, 1969.
- [17] SCHMIEDL E. : Serien-Kreiselpumpen in Turbinenbetrieb. Pumpentagung Karlsruhe'88, Fachgemeinschaft Pumpen im VDMA, Frankfurt/Main, Oktober 1988.
- [18] STELLER K. : Zastosowanie wirowych maszyn hydraulicznych do odzysku energii w procesach przemysłowych. Mat.konf. HYDROFORUM'80, cz.2, Porąbka-Kozubnik, 1980.
- [19] STELLER K. : Badania doświadczalne rewersyjnych maszyn wodnych z średniobieżnymi wirnikami typu Francisca. Prace Inst.Maszyn Przepływowych z.20, PWN Warszawa-Poznań, 1964.
- [20] STEPANOFF A.J. : Centrifugal and Axial Pumps. J.Wiley, 1957.
- [21] THORNE E.W. : Centrifugal Pumps as Power Recovery Turbines. Pumps'79, 6th Tech.Conf. of BPMA, Canterbury, UK, 1979.