

Kazimierz Jackowski, Waldemar Jędral

Instytut Techniki Ciepłej PW

## WPLYW GEOMETRII WIRNIKA NA CHARAKTERYSTYKI ODŚRODKOWYCH POMP WIROWYCH

Przedstawiono wyniki badań doświadczalnych wpływu geometrii wirników oraz żebra umieszczonego w króćcu ssawnym na sprawność i charakterystyki pomp odśrodkowych.

### WYKAZ OZNACZEŃ

- b - szerokość kanału wirnika w przekroju merydionalnym
- $c_m$  - składowa merydionalna (południkowa) prędkości absolutnej cieczy
- d - średnica wirnika
- H - wysokość podnoszenia pompy
- $H_{th}$  - teoretyczna wysokość podnoszenia pompy;  $H_{th} = H/\eta_h$
- n - prędkość obrotowa wirnika pompy [obr/min]
- $n_q$  - kinematyczny wyróżnik szybkobieżności;  $n_q = n \sqrt{Q}/H^{0,75}$
- NPSH - nadwyżka antykawitacyjna
- p - poprawka Pfleiderera (na skończoną liczbę łopatek wirnika)
- Q - wydajność pompy
- $Q_n$  - nominalna (obliczeniowa) wydajność pompy
- u - prędkość obwodowa;  $u = \pi dn/60$
- z - liczba łopatek wirnika
- $\beta'_1$  - kąt łopatki w płaszczyźnie przechodzącej przez wektory prędkości  $c_{m1}$  i  $u_1$  na wlocie (kąt ten bywa też

- oznaczany w literaturze przez  $\beta_1$ );  $\beta'_1 = \beta_1 + \delta$ ,  $\beta_1$  -  
 kąt strug cieczy,  $\delta$  - kąt natarcia
- $\beta'_2$  - kąt łopatki w płaszczyźnie przechodzącej przez wektory prędkości  $c_{m2}$  i  $u_2$  na wylocie (kąt ten bywa też oznaczany w literaturze przez  $\beta_2$  lub  $\beta_{2\infty}$ )
- $\eta$  - sprawność pompy całkowita (ogólna)
- $\eta_h$  - hydrauliczna sprawność pompy
- 6 - współczynnik zdefiniowany wzorem  $\sigma = \text{NPSH}/H$

#### Indeksy dolne

- 0 - dotyczy pracy pompy przy  $Q = 0$
- 1 - dotyczy krawędzi wlotowej łopatki wirnika
- 2 - dotyczy krawędzi wylotowej łopatki wirnika
- n - dotyczy wydajności nominalnej  $Q_n$
- opt - dotyczy wydajności optymalnej, tzn. wydajności, dla której sprawność pompy osiąga wartość maksymalną
- $\eta = \eta_{\max}$
- kr - dotyczy punktu krytycznego, tj. umownego początku kawitacji
- $\infty$  - dotyczy przypadku nieskończenie wielkiej liczby łopatek wirnika

Wszystkie (oprócz n) wielkości wyrażone są w jednostkach głównych układu SI.

## WSTĘP

W latach 1983-1990 w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Warszawskiej wykonano obszerne prace dotyczące modernizacji części przepływowych wybranych krajowych pomp wirnych odśrodkowych. Prace wykonano w ścisłej współpracy z OBR Pomp Przemysłowych w Warszawie, z udziałem również Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w Gli-

wicach (w zakresie pomp do odwadniania kopalń), w ramach programów PR-8, CPBR 5.9.2 i CPBR 5.1.2.

Rozpoczęcie prac było wynikiem rozpoznania sytuacji, w której 70% krajowych pomp wirowych miało sprawności niższe o 5÷15% od sprawności pomp renomowanych firm zagranicznych [1] przy znacznym, bo szacowanym na co najmniej 15% całkowitej produkcji energii elektrycznej, zużyciu energii do napędu pomp \*).

Modernizacja wirników pomp została poprzedzona badaniami doświadczalnymi wpływu głównych cech geometrycznych ułopotkowania wirników odśrodkowych na maksymalną sprawność pomp oraz kształt ich podstawowych charakterystyk, tj.  $H = f_1(Q)$ ,  $\eta = f_2(Q)$  i  $NPSH_{kr} = f_3(Q)$ . Dodatkowo zbadano wpływ typu wirnika oraz wpływ umieszczenia promieniowego żebra w króćcu ssawnym na powyższe charakterystyki.

Celem artykułu jest szczegółowe przedstawienie wyników badań oraz wniosków, jakie z nich oraz z wieloletnich doświadczeń konstrukcyjnych wypływają, oraz ich znaczenie dla praktyki projektowej.

## 1. UZASADNIENIE CELOWOŚCI PODJĘCIA BADAŃ

Sprawność pompy zależy przede wszystkim od własności hydraulicznych jej wirnika. Własności te są ściśle związane z geometrią wirnika, to jest proporcjami wymiarowymi przekroju merydionalnego oraz geometrią układu łopatkowego (liczba łopatek itp.).

\*) Według różnych źródeł zużycie energii elektrycznej do napędu przemysłowych pomp wirowych sięga 15-30% całkowitej produkcji energii elektrycznej w poszczególnych krajach [1÷3]; przez pompy przemysłowe rozumie się tu pompy o mocy napędu powyżej ok. 0,2 kW, stanowiące wraz z ich silnikami odrębne urządzenia instalowane w przemyśle, energetyce, gospodarce komunalnej, gospodarstwach domowych itp. (nie wlicza się do nich pomp hydrauliki siłowej oraz pomp stanowiących konstrukcyjną całość z jakimkolwiek innymi większymi urządzeniami, np. pomp w prakach automatycznych, silnikach spalinyowych itp.).

patek z, kąty  $\beta_1'$  na wlocie i  $\beta_2'$  na wylocie oraz zarys łopatki).

Wyniki badań wpływu geometrii wirnika na sprawność i kształt charakterystyk pompy były już niejednokrotnie publikowane w literaturze anglojęzycznej [7,10], niemieckiej [4,8] i radzieckiej [5,6]. Odnoszą się one do wirników, którym producenci w poszczególnych krajach nadają często pewne specyficzne proporcje wymiarowe. Wiadomo na przykład, że wirniki odśrodkowe pomp radzieckich mają dość wąskie wloty i szerokie wyloty oraz stosunkowo krótkie kanały w przekrojach południowych (małe promienie ich zakrzywienia). Przeciwnie, wirniki pomp niemieckich, projektowane na ogół według klasycznych recept C. Pfleiderera, mają szerokie wloty, dość wąskie wyloty i stosunkowo długie, łagodnie zakrzywione (tzn. o dużych promieniach krzywizny) kanały w tych przekrojach. Wlotowe i wylotowe kąty łopatek są przy tym na ogół mniejsze niż w pompach radzieckich.

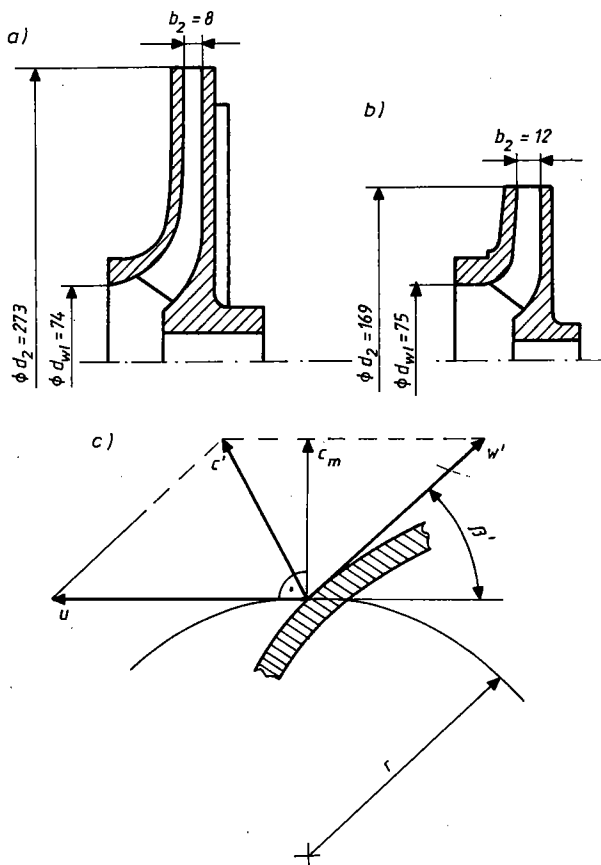
Wirniki pomp produkowanych w Polsce mają zwykle kształty pośrednie pomiędzy opisanymi powyżej. Są one projektowane na ogół według wskazań A.J. S t e p a n o f f a [9], lecz z często poszerzonym wylotem i nieco zacieśnionym wlotem wirnika.

Systematyczne przebadanie wpływu wszystkich cech geometrycznych wirnika na charakterystyki pompy jest praktycznie niewykonalne, ze względu na długi czas i wielki koszt takich badań. Zdecydowano się więc na przebadanie wpływu geometrii łopatek wirników o najczęściej spotykanych w kraju kształtach przekrojów merydionalnych.

## 2. ZAKRES I WYNIKI BADAŃ WPŁYwu GEOMETRII WIRNIKA

Badania polegały na pomiarach charakterystyk hydraulicznych (w tym kawitacyjnych) 28 wariantów układów łopatkowych

wirników pomp wielkości 50-250 i 65-160<sup>\*)</sup>, o wydajności nominalnej  $Q_n = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ , nominalnych wysokościach podnoszenia  $H_n$  odpowiednio 32 m i 80 m i wyróżnikach szybkobieżności odpowiednio  $n_q = 12,5$  i  $25^{**}$ ). Wirniki miały  $z = 3 \div 8$  łopatek prostokreślnych (o pojedynczej krzywiznie) o kątach wlotowych  $\beta'_1 = 23^\circ, 26^\circ, 30^\circ$  i kątach wylotowych  $\beta'_2 = 26^\circ, 30^\circ, 35^\circ$ . Kształty i wymiary obu wirników pokazano na rys.1.

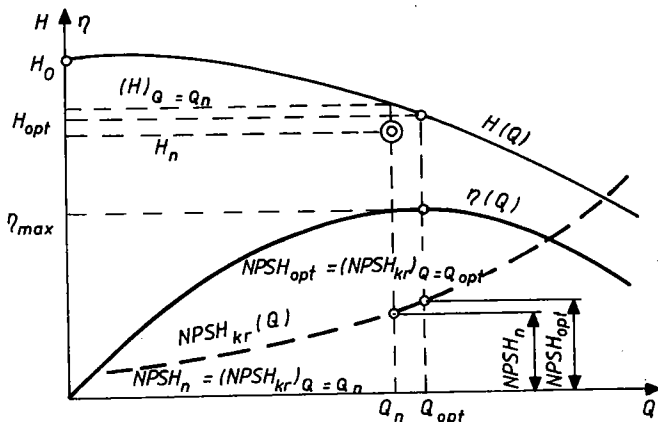


Rys.1. Geometria badanych wirników: a) pompa wielkości 50-250, b) pompa wielkości 65-160, c) określenie kąta łopatki wirnika

\*) Pierwsza liczba oznacza średnicę króćca tłocznego [mm], a druga - średnicę zewnętrzną  $d_2$  wirnika [mm].

\*\*\*) Rzeczywiste wartości wyróżników, dla  $Q = Q_{opt}$ , wynosiły odpowiednio  $n_q = 11,6; 27$ .

Badania wykonano zgodnie z normą [11]. Całkowite błędy względne wyznaczenia głównych wielkości, obliczone wg tej normy, wynoszą w optymalnym punkcie pracy:  $F_Q = \pm 1\%$ ,  $F_H = \pm 1,1\%$ ,  $F_\eta = \pm 1,7\%$ .



Rys.2. Charakterystyczne parametry pracy pomp

Badania wykonano przy prędkości obrotowej  $n = 2900$  obr/min. Wyniki badań, w postaci wykresów przedstawiających zależności każdej z następujących wielkości:

$$\eta_{\max}, H_{\text{opt}}, H_0/H_{\text{opt}}, H_{Q=Q_n}, NPSH_n = (NPSH_{kr})_{Q=Q_n},$$

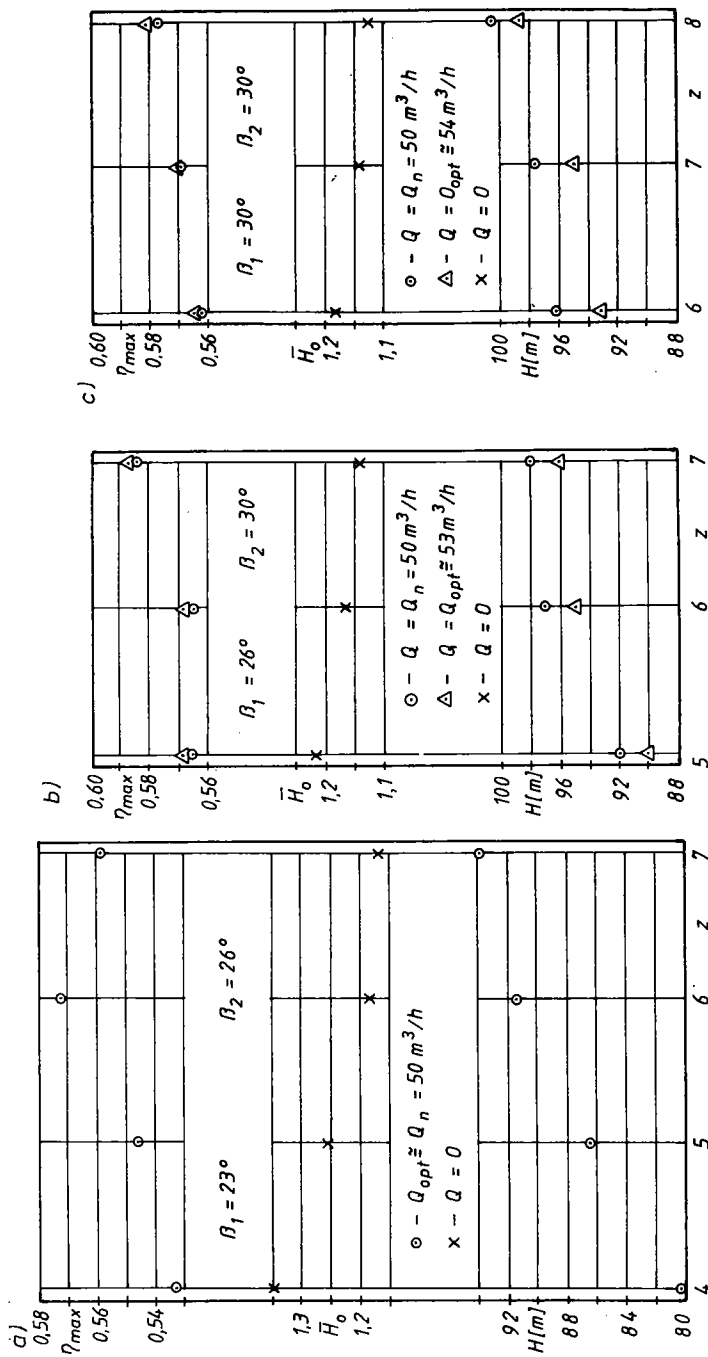
$$NPSH_{\text{opt}} = (NPSH_{kr})_{Q=Q_{\text{opt}}}, \delta_n = (\delta_{kr})_{Q=Q_n}, \delta_{\text{opt}} = (\delta_{kr})_{Q=Q_{\text{opt}}}$$

od wartości zmiennych niezależnych:  $z, \beta'_1, \beta'_2$ , zebrano na rys.3 ÷ 8.

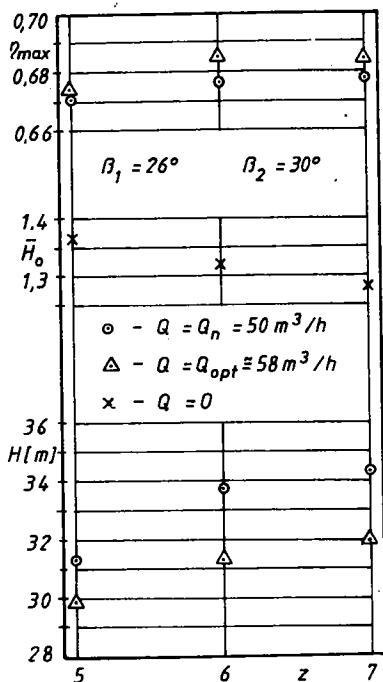
Wpływ wartości tych zmiennych na parametry pracy i charakterystyki pomp można podsumować następująco:

a. Z e w z r o s t e m l i c z b y ł o p a t e k (rys.3,4)

- powiększa się na ogół sprawność  $\eta_{\max}$ ; wyjątkiem jest tu tylko 4-łopatkowy wirnik pompy wielkości 65-100, który uzyskał bardzo wysoką sprawność (świadczy to prawdopodobnie



Rys. 3. Wpływ liczby łopatek na charakterystyki pompy 50-250

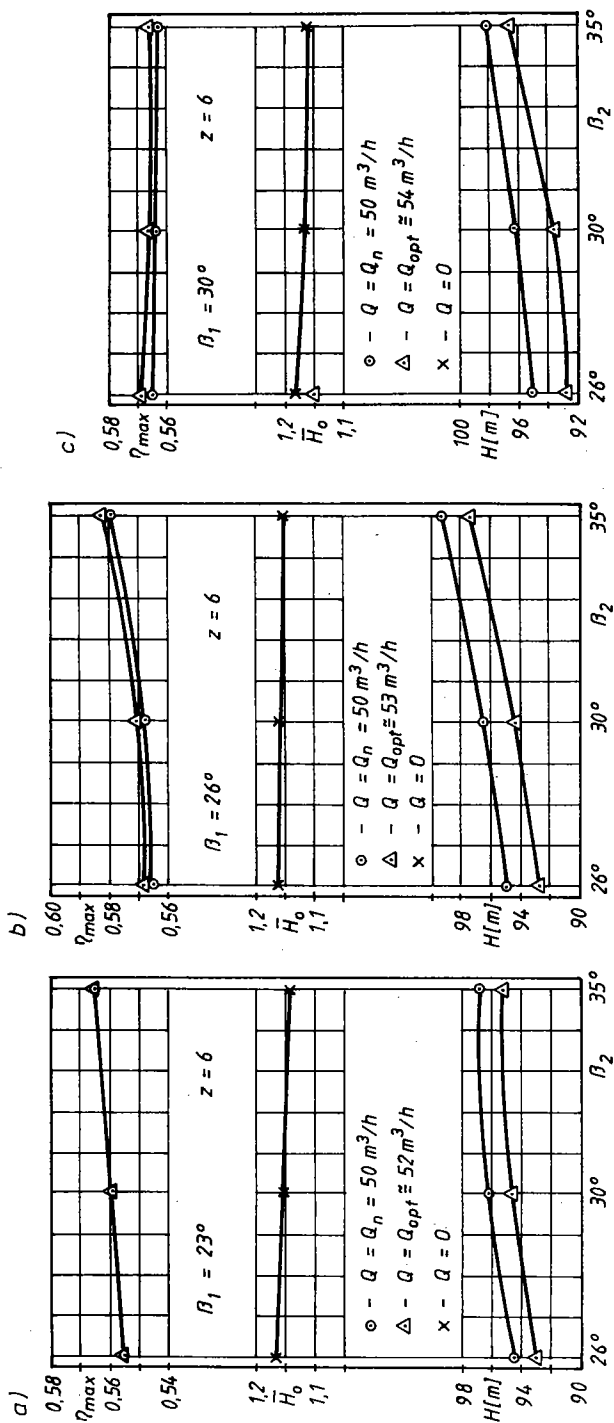


Rys.4. Wpływ liczby łopatek na charakterystyki pompy 65-160

jego wyjątkowo dobrym wykonaniu w porównaniu z innymi wirnikami, mniej prawdopodobne są powiększone w tym jednym przypadku błędy pomiaru);

- położenie maksimum sprawności przesuwają się nieco w prawo ( $Q_{opt}$  rośnie), przy czym dla  $Q/Q_n \leq \text{ok. } 0,6$  początkowe odcinki charakterystyk  $\eta(Q)$  są identyczne dla wszystkich badanych przypadków;
- rośnie  $H$ , co jest zresztą oczywiste, gdyż maleje wówczas wartość poprawki Pfleiderera  $p \sim 1/z$  i rośnie  $H_{th} = \frac{H_{th\infty}}{1+p}$ , a stąd rośnie też  $H = H_{th} \eta_h$ ;
- we wszystkich przypadkach wyraźnie maleje wartość stosunku  $H_0/H_{opt}$  będącego miarą stromości charakterystyki przepływu; świadczy to o tym, że wraz ze wzrostem wartości  $z$  charakterystyki  $H(Q)$  stają się coraz bardziej płaskie z możliwością pojawienia się tendencji do niestateczności tych charakterystyk;



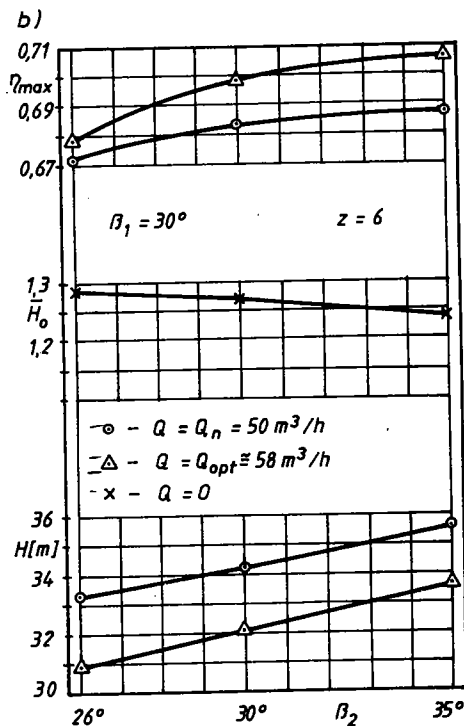
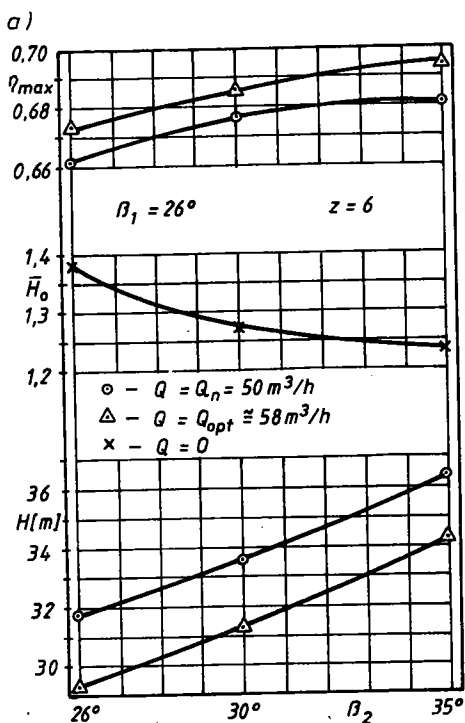


Rys. 5. Wpływ wylotowego kąta łopatek na charakterystyki pompy 50-250

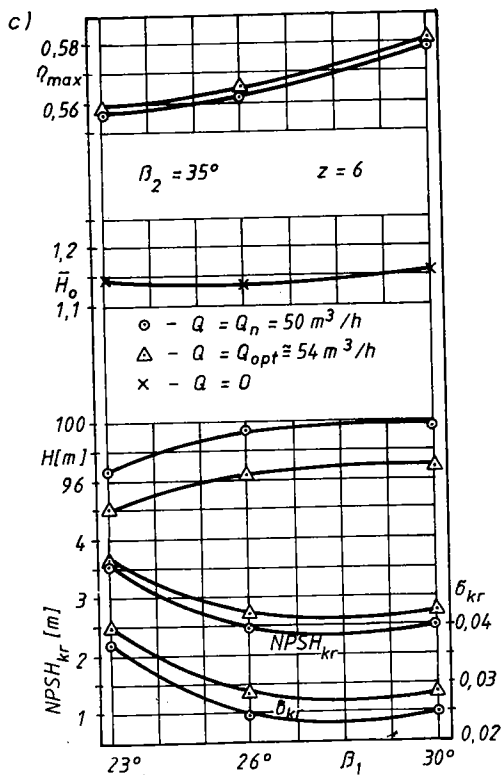
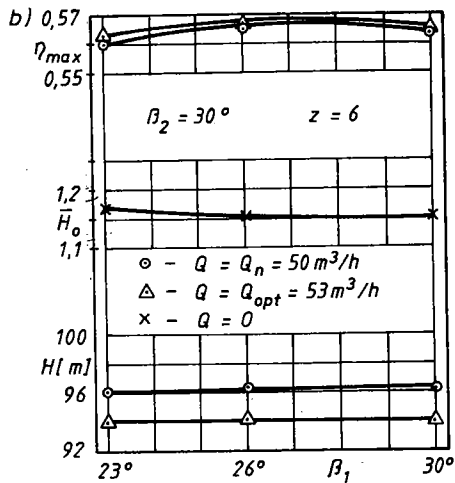
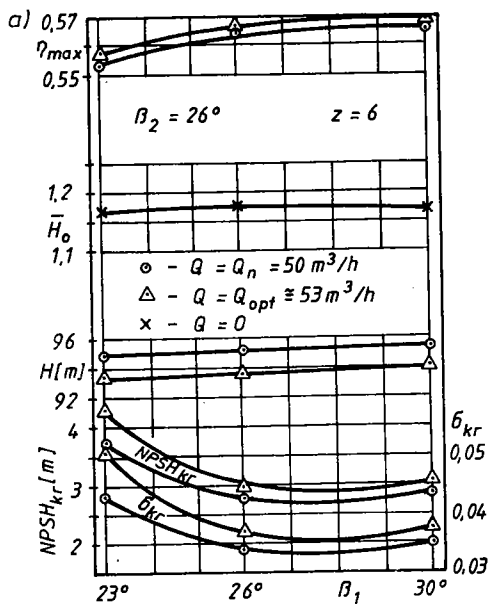
- własności antykawitacyjne, wyrażone przez  $NPSH_{kr}$  lub  $6_{kr} = \frac{NPSH_{kr}}{H}$  (dla  $Q = Q_n$  lub  $Q = Q_{opt}$ ) praktycznie nie zmieniają się.

b. Ze wzrostem wylotowego kąta  $\beta_2$  łopatek (rys.5,6)

- powiększa się wyraźnie sprawność  $\eta_{max}$ ; wyjątkiem jest tylko wariant wirnika 50-250 z  $\beta_1' = 30^\circ$  (rys.5c), dla którego sprawność minimalnie (< 1%) spadła z trudnych do ustalenia względów;
- rośnie oczywiście wysokość podnoszenia  $H$ , co wynika z równania Eulera;
- maleje wartość stosunku  $H_0/H_{opt}$ , wyraźnie dla wirnika 65-160 o większym wyróżniku szybkobieżności, nieznacznie



Rys.6. Wpływ wylotowego kąta łopatek na charakterystyki pompy 65-160



Rys.7. Wpływ wlotowego kąta łopatek na charakterystyki pompy 50-250

zaś ( $< 2\%$ ) dla wirnika 50-250 o małym wyróżniku szybkobieżności;

- własności antykawitacyjne praktycznie się nie zmieniają.

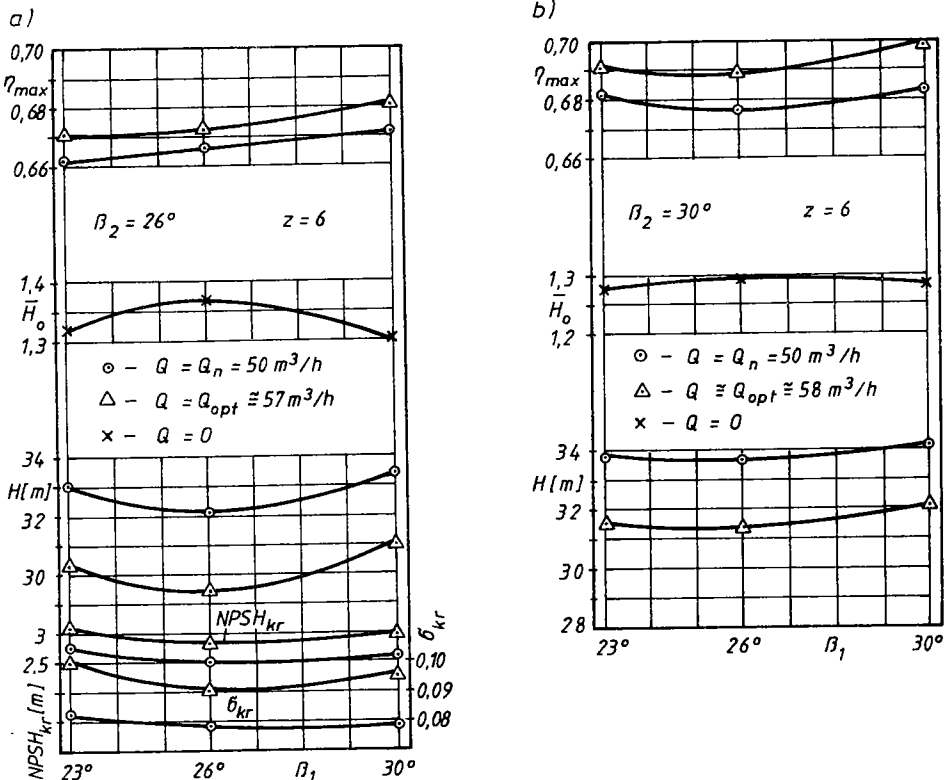
c. Ze wzrostem wlotowego kąta  $\beta_1$  łopatek (rys.7,8)

- sprawność  $\eta_{\max}$  na ogół dość nieznacznie się powiększa;

- wysokość podnoszenia  $H$  praktycznie nie zmienia się;

-  $H_0/H_{\text{opt}}$  zachowuje się niejednoznacznie, zmienia się jednak w niewielkim stopniu ( $< 1-2\%$ );

- polepszają się własności antykawitacyjne, wyraźnie dla wirnika 50-250, nieznacznie dla wirnika 65-160 o większym wyróżniku szybkobieżności.



Rys.8. Wpływ wlotowego kąta łopatek na charakterystyki pompy 65-160

### 3. WYNIKI BADAŃ WPŁYWU TYPU WIRNIKA

Niejako przy okazji głównego nurtu badań przebadano również wpływ typu wirnika (zamknięty, półotwarty, otwarty) na charakterystyki pompy oraz wpływ żebra w króćcu ssawnym, likwidującego zawirowania wstępne przed wirnikiem.

Badania typu wirnika wykonano dla pomp 3 KAN 25 ( $n_q = 8,5$ ), 6 KAN 25 ( $n_q = 17,8$ ) i 10 KAN 20 ( $n_q = 38,5$ ). Wirnik półotwarty otrzymano usuwając przednią tarczę typowego wirnika zamkniętego, zaś wirnik otwarty - usuwając ponadto znaczną część tarczy tylnej.

Badania pokazały, że dla  $n_q \geq \text{ok. } 18$  sprawność wirnika półotwartego jest nieznacznie niższa od sprawności wirnika otwartego:

$$\frac{\eta_{\text{półotw}}}{\eta_{\text{zamkn}}} = 0,94$$

zaś parametry optymalne  $Q_{\text{opt}}$  i  $H_{\text{opt}}$  są praktycznie takie same.

Dla małych wyróżników  $n_q \cong 10$  spadek sprawności okazał się znacznie większy:

$$\frac{\eta_{\text{półotw}}}{\eta_{\text{zamkn}}} = 0,8$$

zaś parametry optymalne również się nie zmieniły.

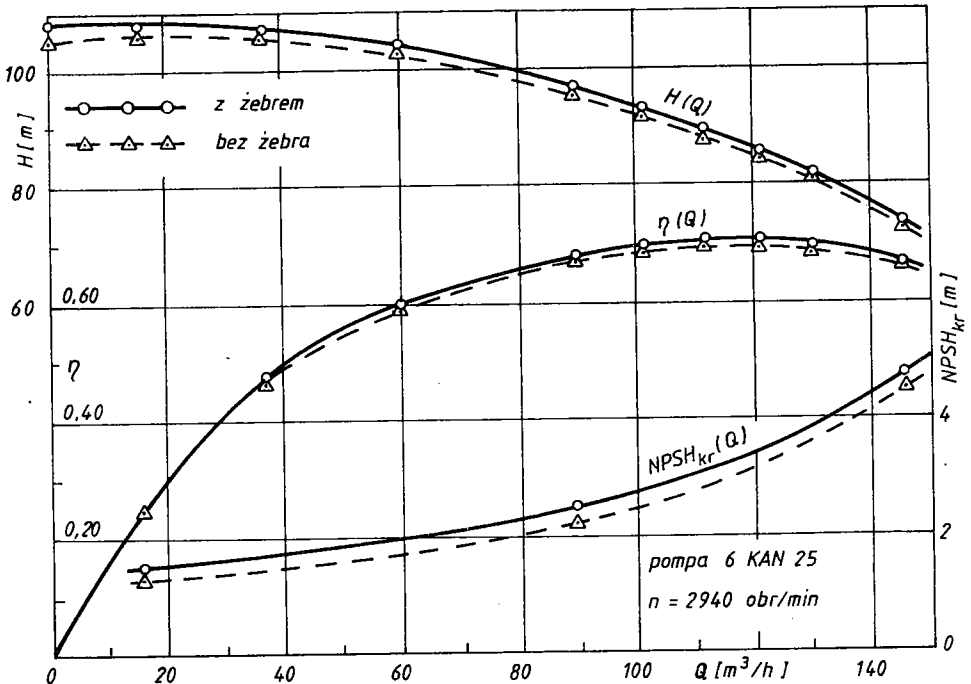
Znacznie gorsze parametry uzyskano dla wirników otwartych. Tak np. dla pompy o wyróżniku  $n_q = 17,8$  otrzymano

$$\frac{\eta_{\text{otw}}}{\eta_{\text{zamkn}}} = 0,83, \quad \frac{(H_{\text{opt}})_{\text{otw}}}{(H_{\text{opt}})_{\text{zamkn}}} = 0,76$$

przy mniejszej o ok. 5% wydajności optymalnej.

#### 4. WYNIKI BADAŃ WPŁYWU ŻEBRA W KRÓCCU SSAWNYM

Badania wykonano dla pomp 5 KAN 20 ( $n_q = 17,6$ ), 6 KAN 25 ( $n_q = 17,8$ ) i 10 KAN 20 ( $n_q = 38,5$ ). Przykładowe wyniki, reprezentatywne dla wszystkich badań, przedstawiają charakterystyki otrzymane dla pompy 10 KAN 20 (rys.9).



Rys.9. Wpływ promieniowego żebra umieszczonego przed wirnikiem na charakterystyki pompy 6 KAN 25

Z badań wynika, że zastosowanie promieniowego żebra w króćcu ssawnym:

- podwyższa nieco wysokość podnoszenia  $H$ ,
- wpływa na zwiększenie stateczności charakterystyki przepływu (wzrost wartości  $H_0/H_{opt}$ ),
- powiększa nieco sprawność  $\eta$ ,
- podwyższa minimalnie wartość krytycznej nadwyżki antykawitacyjnej  $NPSH_{kr}$ .

## 5. WYTYCZNE DO PROJEKTOWANIA WIRNIKÓW POMP O PODWYŻSZONEJ SPRAWNOŚCI

Na podstawie omówionych wyżej wyników badań oraz na podstawie szczegółowej analizy charakterystyk energetycznych i kawitacyjnych 26 typowości pomp z nowymi elementami przepływowymi, otrzymanych w wyniku badań [3], można sformułować zalecenia do projektowania elementów przepływowych - zwłaszcza zaś wirników - pomp o wyróżnikach szybkobieżności  $n_q = 10 \div 30$ . Poniższe zalecenia uwzględniają także wieloletnie doświadczenia konstrukcyjne w zakresie pomp wirowych zebrane w krajowych wytwórniach pomp, oraz doświadczenia autorów.

1. Projektowane wirniki powinny mieć łopatki charakteryzujące się następującą geometrią:

- kąty w granicach  $\beta'_1 = 23 \div 26^\circ$ ,
- duże kąty wylotowe w granicach  $\beta'_2 = 30 \div 35^\circ$ ,
- liczba łopatek  $z = (6)7$  lub 8.

2. Geometria przekroju merydionalnego wirnika powinna być zaprojektowana w oparciu na powszechnie znanych zaleceniach A.J. Stepanoffa (współczynniki  $K_{cm1}$ ,  $K_{cm2}$  itp.); można przy tym w niewielkim stopniu powiększyć szerokość  $b_2$ , przy równoczesnym niewielkim zmniejszeniu szerokości  $b_1$ .

3. Wirniki należy projektować niezwykle starannie, z największą możliwą do uzyskania dokładnością rysunkową. Szczególną uwagę należy zwracać na regularność kształtów i wzajemnego położenia poszczególnych linii prądu, linii ortogonalnych i linii kontrolnych (śladów przekrojów modelarskich), oraz płynny, monotoniczny przebieg zmian wszystkich przekrojów przepływowych.

4. Te same zalecenia, co w punkcie 3, dotyczą również projektowania kierownic oraz spiralnych kanałów zbiorczych.

Zalecenia 3 i 4 wiążą się ze stwierdzonymi doświadczalnie faktami, iż pompy z wirnikami o tych samych lub bardzo zbliżonych proporcjach geometrycznych na wlocie i wylocie ( $\beta'_1$ ,  $\beta'_2$ ,  $z$ ,  $d_1/d_2$ ,  $b_1/d_2$ ,  $b_2/d_2$ ) zaś o różnych zarysach łopatek i różnych sposobach ukształtowania kanałów pomiędzy wlotem i

wylotem mogą mieć sprawności różniące się o kilka ( $2 \div 5$ ) punktów, przy podobnej technologii i jakości wykonania. To samo, choć w nieco mniejszym stopniu, dotyczy kierownic i kanałów zbiorczych.

5. W celu uzyskania odpowiedniej dokładności projektowania krajowych pomp oraz ułatwienia korekty poszczególnych elementów geometrii (zgodnie z punktem 3) pożądane jest możliwie szybkie skomputeryzowanie (CAD) i zautomatyzowanie (plottery) procesu konstruowania elementów przepływowych pomp, zwłaszcza zaś wirników. W przypadku typowych wirników odśrodkowych ( $n_q = 10 \div 30$ ) wystarczające będzie, jak się wydaje, pozostanie przy tym przy klasycznej jednowymiarowej teorii przepływu.

6. Nawet w przypadku ścisłego przestrzegania zaleceń  $1 \div 5$  celowe wydaje się projektowanie kilku (co najmniej  $2 \div 3$ ) różnych wariantów wirników, z których - po wykonaniu modeli i przebadaniu pomp - będzie można wybrać wariant najlepszy. Koszty modeli powinny zawiązką zostać pokryte zyskiem z lepszej sprzedaży pomp wysokosprawnych (w warunkach ostatecznego ukształtowania się gospodarki rynkowej).

## 6. PODSUMOWANIE I WNIOSKI KOŃCOWE

1. Dla produkowanych w kraju pomp odśrodkowych o wyróżnikach szybkobieżności  $n_q \cong 10 \div 30$  najkorzystniejszy zestaw geometryczny to:  $z = 7$  lub 8 (przy takiej jednak ich grubości, aby współczynnik przesłonięcia wlotu łopatkami  $\varphi_1$  nie przekraczał wartości 1,35 ( $\varphi_1 \leq 1,35$ ),  $\beta'_1 = 23 \div 26^\circ$ ,  $\beta'_2 = 30 \div 35^\circ$ ).

2. Należy dążyć do poprawy jakości i dokładności wymiarowej odlewów oraz starannej obróbki czyszczenia kanałów przepływowych odlewów; zaniechanie tych działań może w dużym stopniu zniweczyć wpływ zastosowania najlepszej nawet, ale pozostającej tylko na rysunku, geometrii wirnika.



3. Wszystkie pompy należy wyposażać w umieszczone przed wirnikiem promieniowe żebra, zmniejszające do minimum zawirowania cieczy przed wlotem na łopatki wirnika.

## LITERATURA

- [1] Z. Froehlke, K. Jackowski, W. Jędral: Racjonalizacja przetwarzania energii w typowych pompach. Referat wstępny do tematu PR-8-5.10.09. Warszawa 1983, maszynopis (ITC PW).
- [2] K. Jackowski, W. Jędral: Sposoby zmniejszenia zużycia energii przez pompy wirowe. Przegląd Mechaniczny 1992, 20.
- [3] K. Jackowski, W. Jędral: Modernizacja krajowych pomp wirowych w celu poprawy ich sprawności. Gospodarka Pałiwami i Energią 1992, 11.
- [4] W. Bolte: Zur Optimierung von Radialpumpen. Fortschritt Berichte VDI, 1978, Reihe 7, nr 46.
- [5] S.A. Gorgidżanjan, A.A. Sierguszenkow, W.G. Iwanow: Niektóre rezultaty issledowania stopienia pitatielnych nasosow moszcznych turboblokow. Izw. wysszych uczebnych zav., Energiyetika, 1979, nr 11, s.75.
- [6] W.W. Maljuszenko: O wlijaniju  $\beta_2$  łopasti robocziogo koliesa na charakteristiki stupieni cientrobieżnogo nasosa s nizkimi koefficientami bystrochodnosti. Izw. wyssich uczebnych zawiedienij, Energiyetika, 1970, nr 12, s.82/8.
- [7] Y.R. Reddy, S. Kar: Optimum vane number and angle of centrifugal pumps with logarithmic vanes. Transaction ASME, D, 1971 (93), nr 3, s.411.
- [8] F. Schweiger: The Shift in Best Efficiency Point on Changing the Geometry of Pumps. Proceedings of 3-rd Conf. on Fluid Mechanics and Fluid Machinery, Budapest 1969, s.547.
- [9] A.J. Stepanoff: Centrifugal and Axial Flow Pumps. 2nd Ed., J.Wiley/Chapman, N.York/London 1957.
- [10] F.A. Varley: Effects of Impeller Design and Surface Roughness on the Performance of Centrifugal Pumps. Proceedings of the Inst. of Mech. Engineers, 1961, v.175.
- [11] Polska Norma PN-85/M-44005 Pompy wirowe. Pomiary wielkości charakterystycznych.

INFLUENCE OF IMPELLER GEOMETRY ON THE EFFICIENCY  
AND CHARACTERISTIC CURVES OF CENTRIFUGAL PUMPS

S u m m a r y

Results of experimental investigations on the influence of impeller geometry and of the radial rib in suction nozzle on the efficiency and other characteristic curves of centrifugal pumps are presented.

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА НА К.П.Д. И ХАРАКТЕРИСТИКИ  
ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

К р а т к о е   с о д е р ж а н и е

В работе представлены результаты исследований влияния геометрии рабочего колеса и существования радиального ребра во входном потрубке на к.п.д. и другие характеристики центробежных насосов.