

Jerzy ROKITA

Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

ANALIZA DOBORU GEOMETRYCZNYCH CECH KONSTRUKCYJNYCH  
WIRNIKÓW DWUŁOPATKOWYCH POMP ODŚRODKOWYCH

**Streszczenie.** W artykule zwrócono uwagę na możliwość wykorzystania teorii podobieństwa do określania głównych geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi. Wprowadzono odpowiednie wyróżniki bezwymiarowe. Poddano statystycznej ocenie geometryczne cechy konstrukcyjne i parametry pracy pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi produkcji krajowej. Określono zależności empiryczne umożliwiające wyznaczenie głównych geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi.

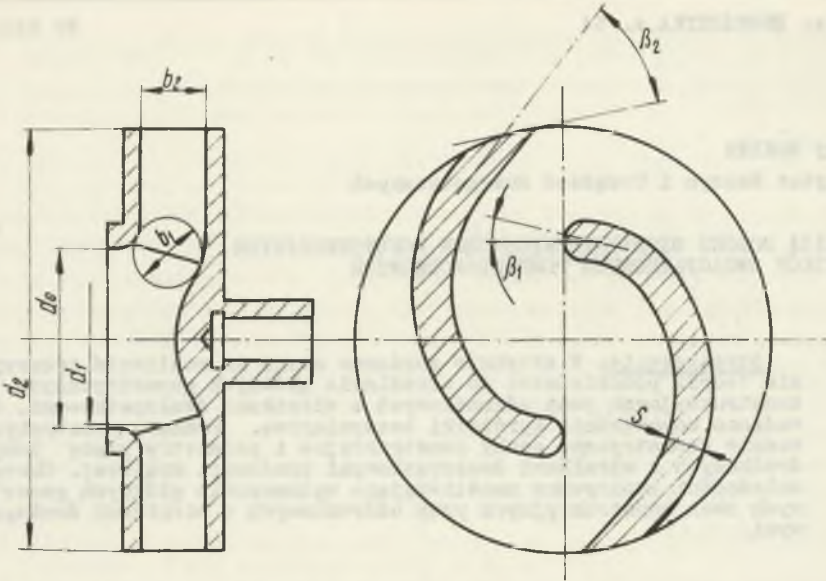
Wprowadzenie

W coraz liczniejszych przypadkach pompy krętne są stosowane do przepompowywania cieczy silnie mechanicznie zanieczyszczonych unosinami stałymi lub włóknistymi oraz do hydraulicznego transportu ciał stałych w cieczach.

W teorii konstrukcji pomp krętnych znane są rozwiązania konstrukcyjne wirników odśrodkowych jedno-, dwu- lub trójłopatkowych [2, 8], które szczególnie nadają się do zastosowania w wyżej wspomnianych przypadkach, dzięki stosunkowo obszernym przekrojom przepływowym.

Jedną z odmian konstrukcyjnych wirników przeznaczonych do cieczy zanieczyszczonych lub transportu hydraulicznego ciał stałych są wirniki dwułopatkowe (rys. 1), zwane nie trafnie [5] dwukanałowymi. Mogą one być wykonywane z pełnymi (kołowymi) bądź niepełnymi tarczami bocznymi.

Mimo, że pompy odśrodkowe z wirnikami dwułopatkowymi są powszechnie produkowane w licznych odmianach i typowościach i przy bardzo zróżnicowanych parametrach pracy, to jednak nieznaną są bliżej wzajemne relacje między ich geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi i parametrami pracy. Nieliczne pozycje literatury [6, 7] dotyczą szczegółowego przypadku, jakim są niskoobrotowe pompy odśrodkowe do transportu hydraulicznego mieszaniny wodno-gruntowej i zawierają jedynie bardzo ogólnikowe dane w tym zakresie.



Rys. 1. Główne geometryczne cechy konstrukcyjne wirnika dwułopatkowego

Klasyczna metoda obliczeń głównych geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp krętnych oparta jest na założeniach jednowymiarowej teorii maszyn wirowych, która traktuje przepływ cieczy przez kanały międzyłopatkowe wirnika jako skupiony wzdłuż linii środkowej kanału ("średnia struga"). Podstawowe równanie pomp wirowych, zanotowane w ogólnej postaci

$$H_{th} = \frac{1}{g} \int_Q \frac{(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}) dQ}{Q} \quad (1)$$

gdzie:

- $Q$  - wydajność pompy,
- $H_{th}$  - teoretyczna wysokość podnoszenia pompy,
- $u_{1,2}$  - prędkość obwodowa na średnicy  $d_{1,2}$  (rys. 1),
- $c_{1u}, c_{2u}$  - składowe obwodowe prędkości absolutnych na średnicy  $d_{1,2}$ ,
- $g$  - przyspieszenie siły ciężkości,

może być praktycznie wykorzystane jedynie wówczas, gdy znane są prędkości  $c_{2u}$  i  $c_{1u}$ , które byłyby ekwiwalentne dla przepływającego strumienia cieczy, a których wartości wynikają z określonego teoretycznie rozkładu prędkości względnych wzdłuż obwodu wirnika. Zgodność teoretycznego przybliżenia ze stanem faktycznym decyduje o przydatności metody.

Ponieważ rozkład prędkości względnych na dopływie i wypływie kanału międzyłopatkowego wirnika jest w przypadku wirników dwułopatkowych nieznanymi i niemożliwym do określenia na drodze teoretycznej, przeto klasyczna metoda obliczeń pomp wirowych nie znajduje zastosowania w przypadku pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi [3].

1. Wykorzystanie teorii podobieństwa dynamicznego do analizy parametrów pracy pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi

Wykorzystując teorię podobieństwa dynamicznego pomp wirowych, można uogólnić rezultaty badań konkretnych pomp traktowanych jako modelowe, na serie maszyn geometrycznie podobnych, przy czym na ogół [2] wystarczające jest zachowanie przybliżonego podobieństwa geometrycznego nie obejmującego ścisłego podobieństwa uszczelnień szczelinowych i zachowania równości chropowatości względnych.

Ze względu na wspomniane na wstępie trudności w analitycznym ujęciu przepływu cieczy przez wirnik dwułopatkowy zdecydowano wykorzystać teorię podobieństwa dynamicznego pomp wirowych do określenia wzajemnych relacji między parametrami pracy pomp odśrodkowych z wirnikami dwułopatkowymi, a ich geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi.

W celu uogólnienia parametrów pracy pompy, wprowadzono następujące wyróżniki bezwymiarowe [2]:

- wyróżnik wydajności  $\xi_Q$

$$\xi_Q = \frac{Q}{n d_2^3} \quad (2)$$

- wyróżnik wysokości podnoszenia  $\xi_H$

$$\xi_H = \frac{2g H}{u_2^2} \quad (3)$$

- wyróżnik szybkobieżności pompy  $n_{sf}$

$$n_{sf} = 10^3 \frac{n Q^{1/2}}{(g H)^{3/4}} \quad (4)$$

- wyróżnik prędkości przepływu cieczy w szyi wirnika  $K_{co}$

$$K_{co} = \frac{c_o}{\sqrt{2gH}} \quad (5)$$

gdzie:

$c_o$  - jest prędkością przepływu cieczy w szyi wirnika.

W celu uogólnienia geometrycznych cech konstrukcyjnych wirnika dwułopatkowego wprowadzono następujące simpleksy bezwymiarowe:

- wyróżnik średnicy szyji wirnika  $\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} d_o$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} d_o = \frac{d_o}{d_2} \quad (6)$$

- wyróżnik szerokości wirnika na dopływie  $\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} b_1$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} b_1 = \frac{b_1}{d_2} \quad (7)$$

- wyróżnik szerokości wirnika na wypływie  $\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} b_2$

$$\left. \begin{array}{l} \\ \end{array} \right\} b_2 = \frac{b_2}{d_2} \quad (8)$$

W podobny sposób można określić wyróżniki geometrycznych cech konstrukcyjnych kałuża pompy [4], jednakże w ramach niniejszej pracy ograniczono się wyłącznie do analizy geometrycznych cech konstrukcyjnych wirników dwułopatkowych.

W celu stwierdzenia wzajemnych relacji między geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi wirnika dwułopatkowego a parametrami pracy pompy, przeprowadzono odpowiednią analizę pomp podobnej konstrukcji produkowanych seryjnie w kraju. Uwzględniono pompy typu Z2-K produkowane w Kieleckiej Fabryce Pomp oraz pompy typu KA, PG, PŁP i ONW produkowane w Zabrzeńskiej Fabryce Maszyn Górniczych.

W przypadku każdej z pomp obliczano bezwymiarowe wyróżniki jej parametrów pracy na podstawie charakterystyk fabrycznych (wyznaczanych przy różnych prędkościach obrotowych) oraz wyróżniki geometrycznych cech konstrukcyjnych wirnika. Uwzględniono przy tym wszystkie typowe prędkości obroto-

we, przy których może pracować dana pompa. Stwierdzono przy tym, że w niektórych przypadkach parametry optymalne pompy (odpowiadające maksymalnej sprawności pompy) przy poszczególnych prędkościach obrotowych nie odpowiadają prawom podobieństwa, co jest powodowane najprawdopodobniej przez płaski charakter krzywej sprawności.

W ten sposób otrzymany zbiór danych stanowił przedmiot przeprowadzonej następnie analizy.

## 2. Zależność średnicy zewnętrznej wirnika $d_2$ od wyróżnika szybkobieżności pompy $n_{sf}$

Średnica zewnętrzna wirnika  $d_2$  związana jest z parametrami pracy pompy:  $H$  i  $n$ , zależnościami:

$$u_2 = \pi d_2 n$$

(9)

$$u_2 = \sqrt{\frac{2gH}{\xi_H}}$$

a więc przy założonych parametrach pracy pompy, średnica  $d_2$  jest determinowana wartością wyróżnika  $\xi_H$ . Aby uzyskać zależności o charakterze ogólnym, zdecydowano szukać zależności typu  $\xi_H = f(n_{sf})$ .

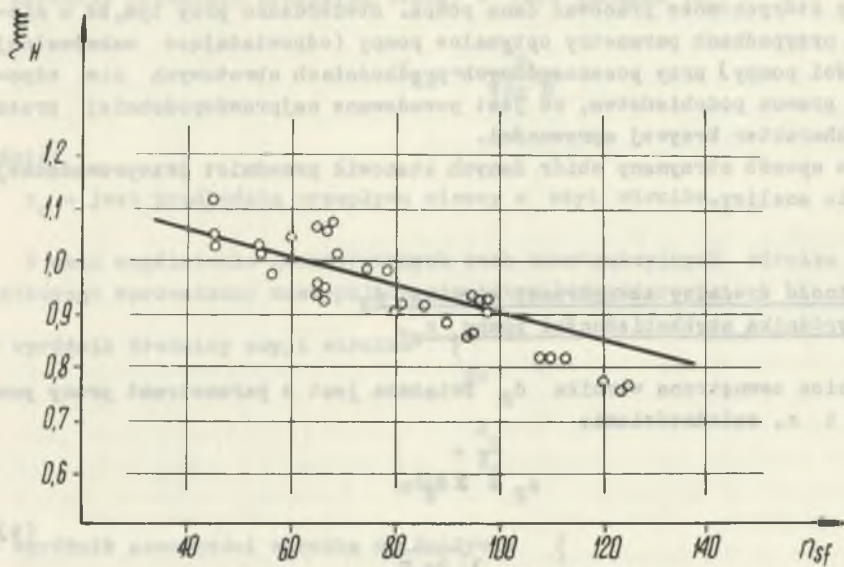
Obliczone wartości wyróżników  $\xi_H$  i  $n_{sf}$  wszystkich rozpatrywanych pomp naniesiono na układ współrzędnych (rys. 2).

Zdecydowano również nie uwzględniać ewentualnego wpływu ukształtowania kadłuba (kanał zbiorczy o stałym przekroju lub też spiralny kanał zbiorczy), traktując wszystkie wartości jako jedną zbiorowość.

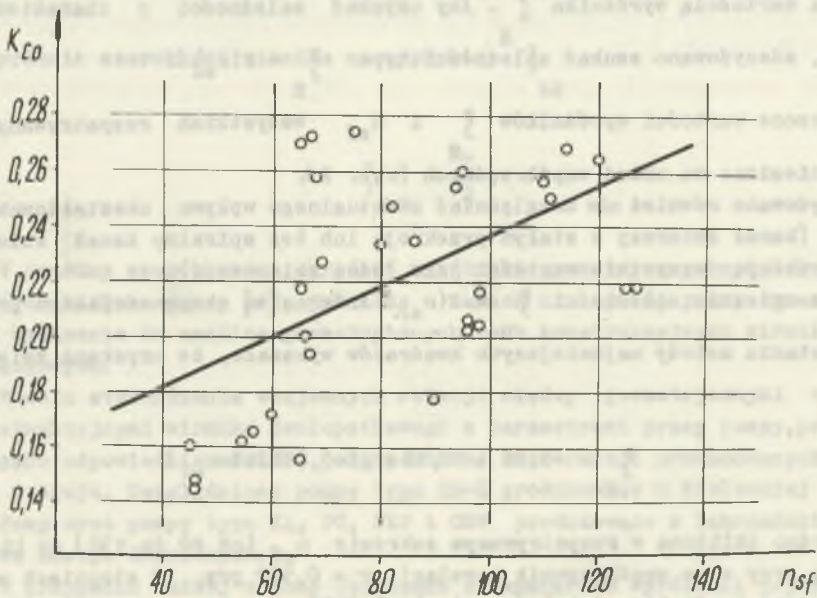
Próba opisanie zależności  $\xi_H = f(n_{sf})$  równaniem eksponencjalnym przy wykorzystaniu metody najmniejszych kwadratów wykazała, że uzyskana zależność

$$\xi_H = -9,98 + 11,16 \exp(-0,000247 n_{sf}) \quad (10)$$

jest bardzo zbliżona w rozpatrywanym zakresie  $n_{sf}$  (od 40 do 130) do linii prostej; przy czym współczynnik korelacji  $r = 0,902$  przy 30 stopniach swobody, a suma kwadratów odchyłeń wyniosła 0,0809.



Rys. 2. Zależność  $\left. \begin{matrix} H \\ H \end{matrix} \right\} = f(n_{sf})$  dla pomp z wirnikami odśrodkowymi dwu-  
łopatkowymi



Rys. 3. Zależność  $K_{co} = f(n_{sf})$

Przybliżenie uzyskanych rezultatów równaniem liniowym

$$\xi_H = 1,229 - 0,00363 n_{sf} \quad (11)$$

(przy czym  $r = 0,902$  przy 31 stopniach swobody, a suma kwadratów odchylen wyniosła 0,0861) nie zmieniło praktycznie dokładności opisu, ale ułatwiło formalne wykorzystanie zależności.

Przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,05 odpowiednio wynoszą:

$$(1,229 \pm 0,055) \quad \text{oraz} \quad -(0,00363 \pm 0,0006).$$

Przeprowadzono również próbę określenia zależności liniowej typu  $\xi_H = f(n_{sf}, \xi_{do})$  uzyskując metodą najmniejszych kwadratów zależność

$$\xi_H = 1,163 - 0,00514 n_{sf} + 0,541 \xi_{do} \quad (12)$$

przy czym  $R = 0,908$  przy 30 stopniach swobody, a suma kwadratów odchylen wyniosła 0,0801.

Przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,05 odpowiednio wyniosły:

$$(1,163 \pm 0,08) \quad \text{oraz} \quad -(0,00514 \pm 0,0017) \quad \text{i} \quad (0,541 \pm 0,54).$$

Ponieważ współczynnik regresji względem wyróżnika  $\xi_{do}$  w rozpatrywanym przedziale ufności przyjmuje w szerokim zakresie zmienności wartości dodatnie, przeto ewentualny wpływ wyróżnika średnicy dopływu wirnika na wyróżnik wysokości podnoszenia uznać należy za wyraźny.

Natomiast przeprowadzone rozważania dowiodły istnienia wyraźnego ujemnego wpływu wyróżnika szybkobieżności pompy na wartość jej wyróżnika wysokości podnoszenia, przy czym istnieje pełna analogia tego wpływu w porównaniu z pompami odśrodkowymi z klasycznymi wirnikami łopatkowymi.

### 3. Zależność średnicy szyi wirnika $d_o$ od parametrów pracy pompy

W celu określenia ewentualnego wpływu średnicy szyi wirnika  $d_o$  na parametry pracy pompy, określono metodą najmniejszych kwadratów zależność  $K_{CO} = f(n_{sf})$  w formie liniowej, uzyskując związek

$$K_{CO} = 0,146 + 896 \cdot 10^{-6} n_{sf} \quad (13)$$

przedstawiony na rys. 3.

Ponieważ obliczona wartość współczynnika korelacji wynosi  $r = 0,496$  (co przy 31 stopniach swobody wskazuje na poziom istotności powyżej 0,05) uznano związek korelacyjny za pewny, jednak z uwagi na dość znaczne odchyłki między wartościami danymi a oczekiwanymi, zdecydowano poszukać innej zależności, bardziej przydatnej dla celów praktycznych.

Określając związek między  $\xi$  i  $\zeta$  uzyskano równanie liniowe do Q

$$\xi_{do} = 0,181 + 2,547 \zeta_Q \quad (14)$$

przy czym uzyskano współczynnik korelacji  $r = 0,946$  (przy 31 stopniach swobody), co wskazuje na jego istotność na poziomie znacznie ponad 0,001 i świadczy zarazem o jego ścisłości (rys. 4). Przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,05 odpowiednio wyniosły:

$$(0,181 \pm 0,022) \quad i \quad (2,547 \pm 0,32).$$

Z uzyskanej zależności (14) należy wnosić, że ze wzrostem średnicy szyi wirnika, wyraźnie zwiększa się wydajność pompy.

#### 4. Zależność szerokości wirnika na wpływie $b_2$ od wyróżnika szybkobieżności $n_{sf}$

Ze względu na formalne trudności w ułożeniu równania ciągłości przepływu cieczy w przekroju wypływowym wirnika zdecydowano poszukać zależności  $\xi_{b2} = f(n_{sf})$  w formie liniowej; na podstawie analizy rozkładu danych, (rys. 5) uzyskano związek

$$\xi_{b2} = 0,06 + 0,00135 n_{sf} \quad (15)$$

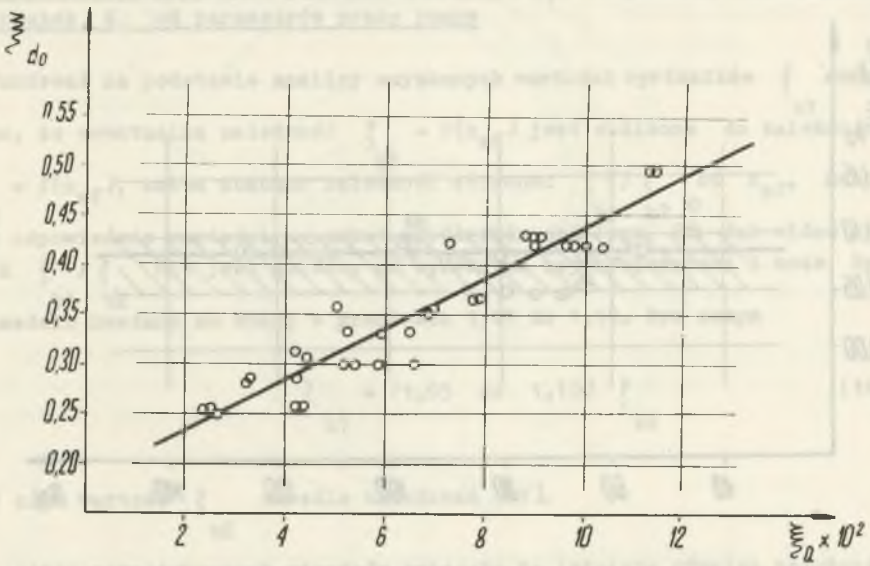
przy wartości  $r = 0,838$ , co przy 31 stopniach swobody odpowiada poziomowi istotności ponad 0,001.

Przedziały ufności współczynników regresji na poziomie istotności 0,05 odpowiednio wynoszą:

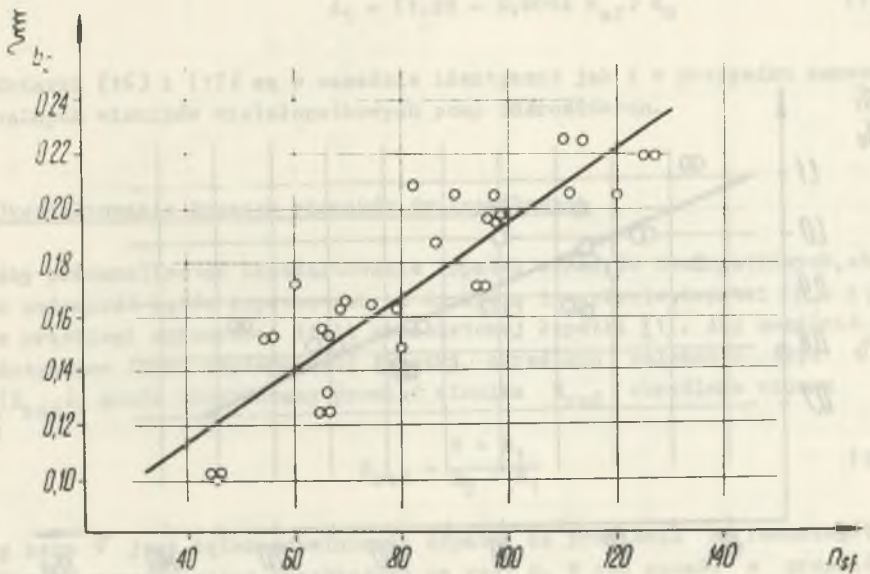
$$(0,06 \pm 0,027) \quad oraz \quad (0,00135 \pm 0,00032).$$

Uzyskana zależność dowodzi pewnego i wyraźnego dodatniego wpływu wyróżnika szybkobieżności pompy na szerokość wirnika na jego wpływie. Charakter tego wpływu jest analogiczny jak i w przypadku wirników odśrodkowych wielołopatkowych. Rozrzuty danych (rys. 5) są najprawdopodobniej powodowane wpływem cieczy z poszczególnych wirników na niepełnym obwodzie lub z bardzo zróżnicowaną prędkością, wywołaną różnorodnym ukształtowaniem łopatek.

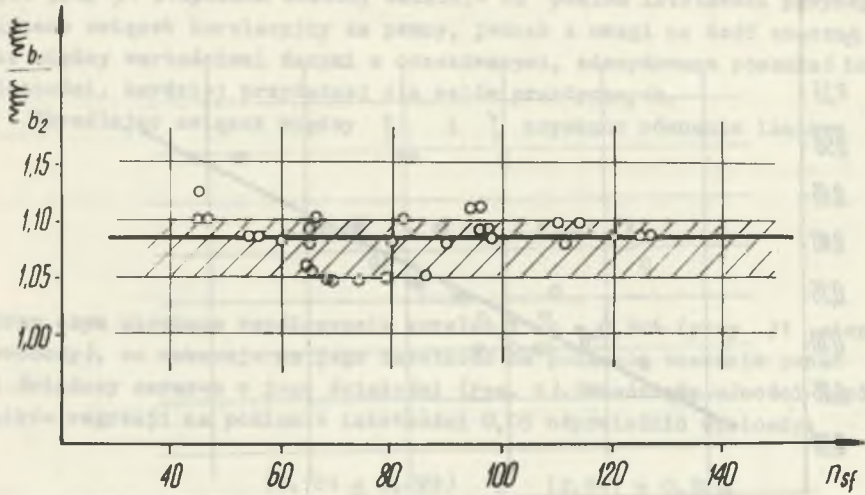




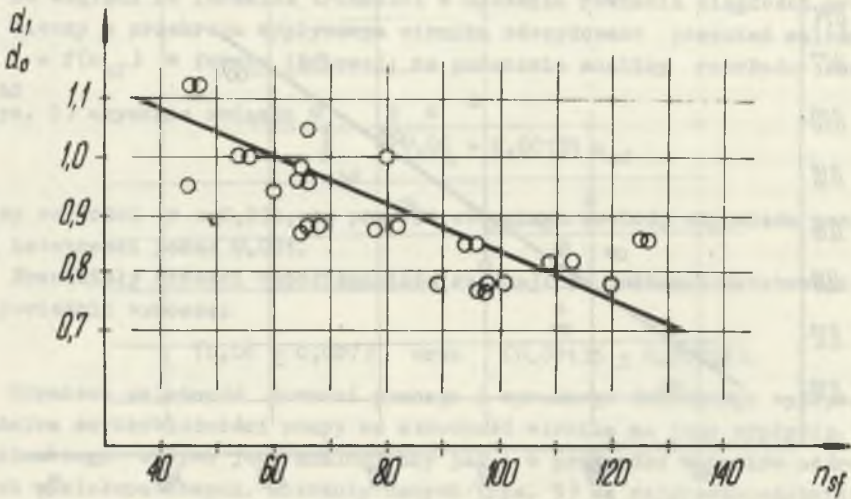
Rys. 4. Zależność  $\xi = f(Q)$



Rys. 5. Zależność  $\xi = f(n_{sf})$



Rys. 6. Wpływ  $n_{sf}$  na wartość stosunku  $\frac{b_1}{b_2}$



Rys. 7. Związek między średnicami  $d_1$  i  $d_0$

5. Zależność szerokości wirnika na dopływie  $b_1$  i średnicy dopływowej łopatek  $d_1$  od parametrów pracy pompy

Ponieważ na podstawie analizy uzyskanych wartości wyróżników  $\xi$  stwierdzono, że ewentualna zależność  $\xi_{b1} = f(n_{sf})$  jest zbliżona do zależności  $\xi_{b2} = f(n_{sf})$ , zatem zbadano zależność stosunku  $\xi_{b1} / \xi_{b2}$  od  $n_{sf}$ , nаноsząc odpowiednie wartości na układ współrzędnych (rys. 6). Jak widać stosunek  $\xi_{b1} / \xi_{b2}$  nie jest zależny od wyróżnika szybkobieżności i może być w zasadzie uważany za stały w granicach 1,05 do 1,10. Tym samym

$$\xi_{b1} = (1,05 \text{ do } 1,10) \xi_{b2} \quad (16)$$

przy czym wartość  $\xi_{b2}$  określa zależność (15).

Analiza rozpatrywanych wirników wykazała, że istnieje również zależność między stosunkiem  $d_1/d_0$  a wyróżnikiem szybkobieżności. Jak wynika z danych zestawionych na rys. 7, średnicę  $d_1$  określa zależność:

$$d_1 = (1,28 - 0,0044 n_{sf}) d_0 \quad (17)$$

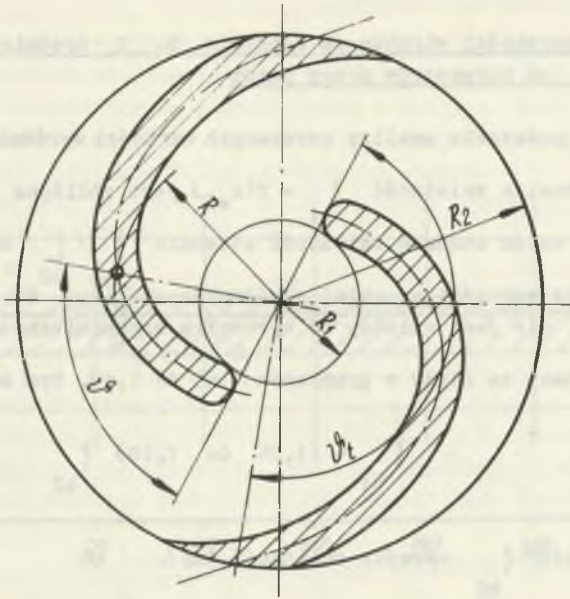
Związki (16) i (17) są w zasadzie identyczne jak i w przypadku konwencjonalnych wirników wielołopatkowych pomp odśrodkowych.

6. Ukształtowanie łopatek wirników dwułopatkowych

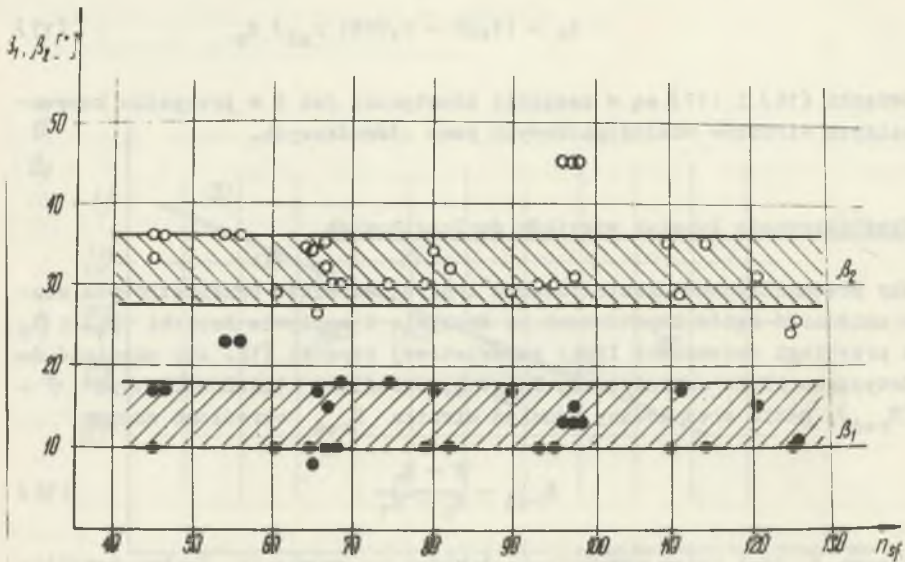
Aby przeanalizować ukształtowanie łopatek wirników dwułopatkowych, zbadano zmienność kątów łopatkowych na dopływie i wypływie łopatki  $\beta_1$  i  $\beta_2$  oraz przebiegi zmienności linii szkieletowej łopatki [1]. Aby uogólnić dane dotyczące linii szkieletowej łopatki, określano zależność typu  $\vartheta = f(R_{red})$ , gdzie zredukowany promień wirnika  $R_{red}$  określono wzorem

$$R_{red} = \frac{R - R_1}{R_2 - R_1} \quad (18)$$

przy czym  $\vartheta$  jest kątem rozwinięcia łopatki na promieniu  $R$ . Poszczególne wielkości przedstawiono przykładowo na rys. 8. W ten sposób w przypadku każdego z wirników wartości  $R_{red}$  zmieniały się w przedziale od 0 do 1.



Rys. 8. Charakterystyczne geometryczne cechy konstrukcyjne łopatki



Rys. 9. Zależności  $\beta_1 = f(n_{sf})$  i  $\beta_2 = f(n_{sf})$

Na rys. 9 przedstawiono zależności  $\beta_1 = f(n_{sf})$  oraz  $\beta_2 = f(n_{sf})$  w formie graficznej. Wynika z nich, że nie wykryto związku pomiędzy kątami łopatkowymi  $\beta_1$  i  $\beta_2$  a wyróżnikiem szybkobieżności pompy.

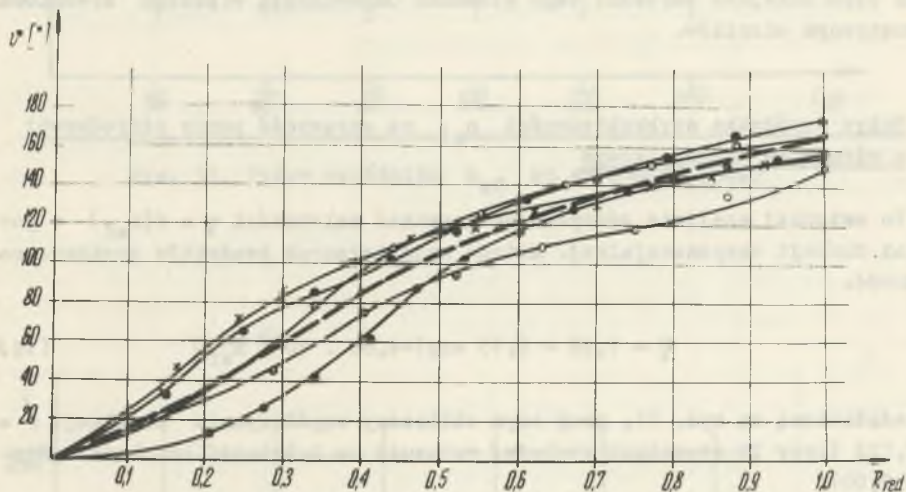
Wartości  $\beta_1$  i  $\beta_2$  nie są powiązane bezpośrednio z  $n_{sf}$  i zawarte są w przedziałach

$$\beta_1 = 10 \text{ do } 18^\circ,$$

$$\beta_2 = 28 \text{ do } 36^\circ,$$

a więc w granicach odpowiadających wartościom odnoszącym się do klasycznych wirników wielołopatkowych.

Dla bliższego przeanalizowania przebiegu linii szkieletowej łopatki, zestawiono graficznie na jednym rysunku (rys. 10) zależności  $\check{v} = f(R_{red})$  dla niektórych analizowanych wirników.



Rys. 10. Charakter zależności  $\check{v} = f(R_{red})$  dla niektórych analizowanych wirników

Z rys. 10 wynika, że zależności  $\check{v} = f(R_{red})$  mają bardzo zbliżony charakter. Na tej podstawie grubą linią poprowadzono krzywą uśrednioną, która stanowić może pewną pomoc przy projektowaniu łopatek w wirniku dwułopatkowym.

Kąt rozwinięcia linii szkieletowej łopatki  $\check{v}_z$  zawarty jest w granicach  $\check{v}_z = 140$  do  $170^\circ$ , a więc łopatki w wirniku dwułopatkowym są znacznie dłuższe niż w wirniku klasycznym.

Rozrzut i różnice kształtu krzywych  $\bar{v} = f(R_{red})$  wynikają również z powodu formalnych trudności w ustaleniu przebiegu linii szkieletowej danej łopatki, ze względu na jej zmieniającą się grubość zwłaszcza w części dopływowej. Dlatego też konieczne jest przeprowadzenie szczegółowych badań nad optymalizacją ukształtowania łopatek, choć na podstawie dotychczas nanych przesłanek [5] można oczekiwać, że wpływ ten nie będzie duży.

Ze względu na wycieranie powierzchni łopatek przez pompowane czynniki o właściwościach erozyjnych, wykonuje się je znacznie pogrubione, w porównaniu z łopatkami w wirniku klasycznym.

Analiza ich grubości wykazała, że na odcinku o praktycznie ustalonej grubości, a więc gdy  $\bar{v} \approx 40-50^\circ$ , ich grubość  $s$  odniesiona do średnicy zewnętrznej, zawarta jest w szerokim przedziale

$$s/d_2 = 0,03 \quad \text{do} \quad 0,13,$$

przy czym mniejsze wartości tego stosunku odpowiadają większym średnicom zewnętrznym wirników.

#### 7. Wpływ wyróżnika szybkobieżności $n_{gf}$ na sprawność pompy odśrodkowej z wirnikiem dwułopatkowym

Po wstępnej analizie zdecydowano poszukać zależności  $\eta = f(n_{gf})$  w postaci funkcji eksponencjalnej. Metodą najmniejszych kwadratów uzyskano zależność:

$$\eta = 1,18 - 0,75 \exp(-4,89 \cdot 10^{-3} n_{gf}) \quad (19)$$

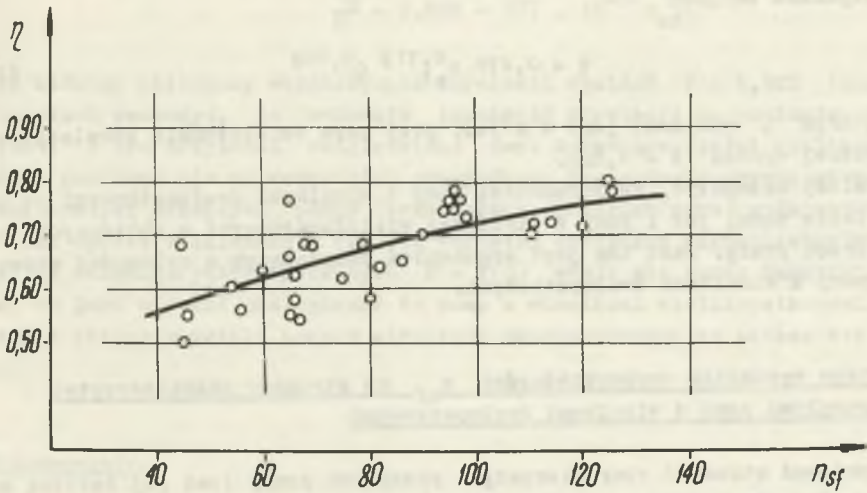
przedstawioną na rys. 11, przy czym obliczony współczynnik korelacji  $r = 0,722$  (przy 29 stopniach swobody) wskazuje na istotność korelacji powyżej 0,001.

Aby zbadać ewentualny wpływ wydajności pompy na jej sprawność (rys. 12), określono zależność korelacyjną w postaci potęgowej

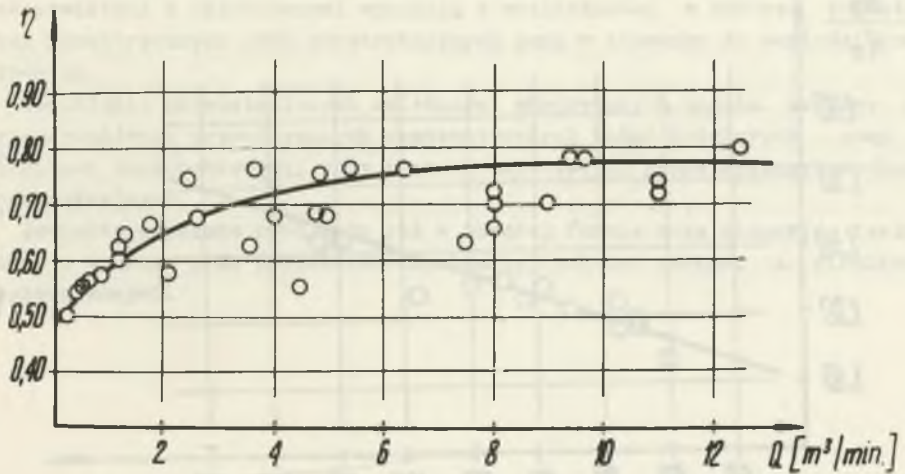
$$\eta = 0,868 Q^{0,092} \quad (20)$$

gdzie  $Q$  wyrażono w  $m^3/s$ , a współczynnik korelacji wynosi  $r = 0,802$ , co przy 30 stopniach swobody wskazuje na istotność korelacji na poziomie istotności ponad 0,001.

Jak wynika z analizy zależności (19) i (20) charakter wpływów  $n_{gf}$  i  $Q$  na sprawność pompy jest identyczny jak i w przypadku pomp z wirnikami wielołopatkowymi.



Rys. 11. Wpływ wyróżnika  $n_{sf}$  na sprawność pompy



Rys. 12. Wpływ wydajności na sprawność pompy

Ponieważ stwierdzono wyraźne wpływy zarówno  $n_{sf}$  jak i  $Q$  na sprawność pompy, poszukano metodą najmniejszych kwadratów zależność potęgową, ujmującą oba wpływy łącznie.

Uzyskano związek

$$\eta = 0,478 n_{sf}^{0,119} Q^{0,068} \quad (21)$$

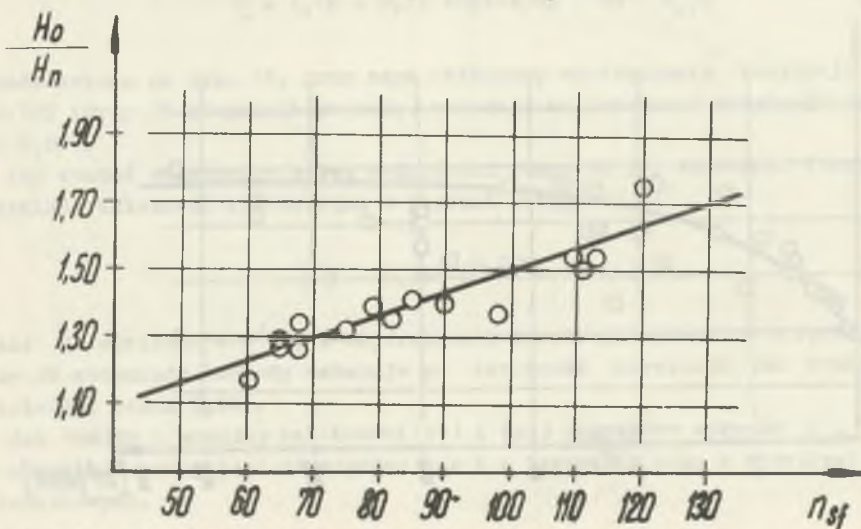
(w którym  $Q$  wyrażone jest w  $m^3/s$ ), przy czym współczynnik korelacji wielokrotnej wynosi  $R = 0,827$ .

Należy zaznaczyć, że sprawności pomp z wirnikami dwułopatkowymi są prawie takie same, jak i pomp z wirnikami wielołopatkowymi o zbliżonych parametrach pracy. Fakt ten jest argumentem świadczącym o celowości stosowania pomp z wirnikami dwułopatkowymi.

#### 8. Wpływ wyróżnika szybkobieżności $n_{sf}$ na stromość charakterystyk przepływu pomp z wirnikami dwułopatkowymi

Ponieważ stromość charakterystyki przepływu pompy jest jej istotną cechą, która odgrywa pewien wpływ przy ewentualnym doborze pompy do danego układu transportu cieczy, zbadano wpływ bezwymiarowego wyróżnika szybkobieżności na stromość jej charakterystyki.

Stromość charakterystyki przepływu definiowana jest w różny sposób. W tym przypadku zdecydowano wprowadzić iloraz  $H_0/H$  wysokości podnoszenia  $H_0$  przy zerowej wydajności do optymalnej wysokości podnoszenia, ze względu na stateczny charakter charakterystyki przepływu pompy.



Rys. 13. Zależność  $H_0/H_n = f(n_{sf})$  dla pomp z wirnikami dwułopatkowymi



Dane w układzie  $H_0/H_n - n_{sf}$  zestawiono na rys. 13 i określono równanie liniowe

$$\frac{H_0}{H_n} = 0,828 + 677 \cdot 10^{-5} n_{sf} \quad (22)$$

dla którego obliczony współczynnik korelacji wyniósł  $r = 0,922$  (przy 13 stopniach swobody), co wskazuje istotność korelacji na poziomie ponad 0,001. W tym przypadku uwzględniono dane dotyczące części analizowanych pomp, ponieważ nie we wszystkich przypadkach dysponowano przebiegiem charakterystyki przepływu pompy przy małych (bliskich zeru) wydajnościach.

Jak wynika z zależności (22), ze wzrostem wyróżnika szybkobieżności pompy jej charakterystyka przepływu  $H = f(Q)$  staje się coraz bardziej stroma, co jest w pełni analogiczne do pomp z wirnikami wielołopatkowymi. Oczywiście charakterystyki pomp z wirnikami dwułopatkowymi są zawsze stateczne.

#### Podsumowanie

Przeprowadzone rozważania dowiodły istnienia pewnych i wyraźnych korelacji między parametrami pracy a geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi pompy.

Szczególnie wyraźne współzależności wystąpiły pomiędzy wyróżnikiem wysokości podnoszenia i wyróżnikiem szerokości wirnika na wypływie, a wyróżnikiem szybkobieżności, jak też pomiędzy wyróżnikiem średnicy szyi wirnika a wyróżnikiem wydajności. Znaczne niekiedy różnice między wartościami rzeczywistymi i oczekiwanymi wynikają z rozbieżności w doborze pozostałych geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp w stosunku do wartości oczekiwanych.

Uściślenie przedstawionych zależności empirycznych będzie możliwe po przeprowadzeniu przewidywanych systematycznych badań modelowych pomp z wirnikami dwułopatkowymi, przy planowo zmienianych geometrycznych cechach konstrukcyjnych.

Jednakże uzyskane rezultaty już w obecnej formie mogą stanowić realną pomoc w trakcie prac projektowo-konstrukcyjnych nad pompami z wirnikami dwułopatkowymi.

## LITERATURA

- [1] Baum B.: Praca dyplomowa wykonana w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej, Gliwice 1974.
- [2] Łazarkiewicz Sz., Troskoleński A.T.: Pompy wirowe, WNT, Warszawa 1973.
- [3] Rokita J.: Wstępne wyniki analizy doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp krętnych z wirnikami dwułopatkowymi. Referat wygłoszony na Konferencji Naukowo-Technicznej "Doświadczenia w produkcji i eksploatacji pomp do siarki płynnej", Ośrodek Badawczo-Rozwojowy Przemysłu Siarkowego SIARKOPOL, Machów 1974.
- [4] Rokita J., Baum B.: Analiza doboru geometrycznych cech konstrukcyjnych kadłubów pomp z wirnikami dwułopatkowymi, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej, Gliwice 1974 (opracowanie niepublikowane).
- [5] Smojkowska Ł.S.: Rabeczije organy nasosow dla abraziwnych gidrosmejszej niskoj bystrochodnosti, Trudy Wnigidromasza. Wypusk 36, Moskwa, 1967.
- [6] Suprun W.K.: Pierjeszczet osnownych razmierow dietalnej protocznoego kanała gruntowych nasosow s wody na gidrosmejs, Sbornik trudow instytutu nierudnych stroitielnych materiałow i gidromiechanizacji, Wypusk 35, Moskwa 1973.
- [7] Szkundin B.M.: Ziemijsesnyje snarjady, Izdatielstwo Energija, Moskwa 1973.
- [8] Wegener G.: Förderung von Ablaufwasser und viskosen Flüssigkeiten, Pumps-Pompes-Pumpen, nr 15, 1967.

АНАЛИЗ ОТБОРА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ КОНСТРУКТИВНЫХ СВОЙСТВ  
ДВУХЛОПАСТНЫХ РАБОЧИХ КОЛЁС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

## Р е з ю м е

В статье обращено внимание на возможность использования теории подобия для определения главных геометрических конструктивных свойств центробежных насосов с двухлопастными рабочими колёсами. Введены соответствующие абсолютные коэффициенты. Статистической оценке подвергнуты геометрические конструктивные свойства и параметры работы центробежных насосов с двухлопастными рабочими колёсами отечественного производства. Определены эмпирические зависимости, которые дают возможность определять главные геометрические конструктивные свойства центробежных насосов с двухлопастными рабочими колёсами.

ANALYSIS OF SELECTION OF GEOMETRICAL CONSTRUCTION CHARACTERISTICS OF DOUBLE-BLADE CENTRIFUGAL PUMP IMPELLERS

Summary

The possibility of utilizing the theory of similarity for estimating the main geometrical construction characteristics of centrifugal pumps with double blade impellers has been brought to notice. The proper non-dimensional discriminants have been introduced. The geometrical construction characteristics and working parameters of Polish made centrifugal pumps with double-blade impellers have been subjected to a statistical assessment. Empirical dependencies permitting estimation of the main geometrical construction characteristics of centrifugal pumps with double-blade impellers have been defined.