

Jerzy GRZYCHOWSKI, Jerzy ROKITA  
Ryszard CZAPSKI, Stanisław GRZYMAŁA

## ANALIZA PARAMETRÓW PRACY POMP LABIRYNTOWYCH

**Streszczenie:** W pracy przedstawiono wyniki badań modelowej pompy labiryntowej. Zbadano układy przepływowe z gwintem o kształcie trapezowym, trójkątnym i prostokątnym. Określono współczynniki naporu gwintu. Zaproponowano wyróżniki bezwymiarowe parametrów pracy pompy.

### Wprowadzenie

Potrzeby przemysłu chemicznego wywołały rozwój konstrukcji pomp wiro-  
wych o małych wydajnościach (w granicach kilku l/s) i stosunkowo znacz-  
nych wysokościach podnoszenia (w granicach stu i więcej m) a więc zarazem  
o niskich wyróżnikach szybkobieżności. Znajdują one zastosowanie w insta-  
lacjach o działaniu ciągłym, dozując i transportując substraty i produkty  
płynne [3].

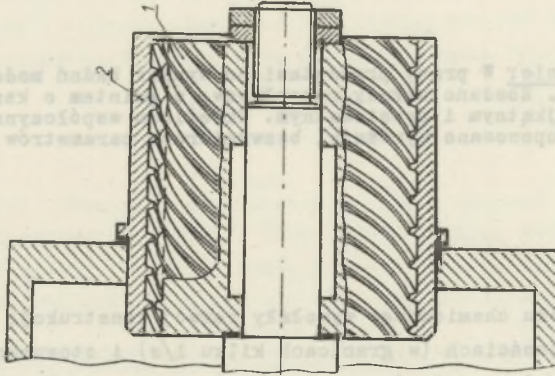
Jedną z odmian konstrukcyjnych pomp wspomnianego przeznaczenia są pom-  
py labiryntowe, produkowane od niedawna seryjnie w krajach o przodującej  
technice.

Uwzględniając walory tych pomp oraz możliwość ich stosowania w krajo-  
wym przemyśle chemicznym, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych Poli-  
techniki Śląskiej w Gliwicach podjął prace naukowo-badawcze nad pompami la-  
biryntowymi.

### 1. Zasada działania pomp labiryntowych

Pompy labiryntowe (rys. 1) powstały w oparciu o wykorzystanie rozwią-  
zań labiryntowych uszczelnień wałów. Pompa labiryntowa składa się z ru-  
chomego walcowego wirnika, na powierzchni którego znajdują się rowki śru-  
bowe wielozwojowe. Wirnik umieszczony jest współosiowo w nieruchomej tu-  
leli, również wyposażonej w wielozwojowe rowki śrubowe, lecz o przeciwnym  
kierunku zwojów. W trakcie obracania się wirnika na bocznych powierzch-  
niach jego zwojów tworzą się wiry (wskutek tarcia cieczy o powierzchnie  
zwojów). Następuje wymiana ilości ruchu między cieczą w rowkach wirnika,  
a cieczą w rowkach tulei. Jednocześnie następuje (w ruchu bezwzględny)  
przepływ cieczy wzdłuż rowków utworzonych przez zwoje śrubowe. Zwoje śru-

bowe intensyfikują proces powstawania i odrywania się wirów na krawędziach zwojów. Ponieważ wymiana ilości ruchu odbywa się w szczelinie między wirnikiem i tuleją, przeto wielkość tej szczeliny odgrywa zasadniczy wpływ na parametry pracy pompy - im mniejsza jest szczelina tym większe jest ciśnienie rozwijane przez pompę labiryntową, wobec wzrostu gradientu prędkości cieczy w szczelinie.



Rys. 1. Schemat pompy labiryntowej

Pompy labiryntowe posiadają zasadę działania zbliżoną do pomp krążeniowych, przeto należy je zaliczyć do tej grupy pomp wirowych [1].

## 2. Charakterystyka przepływu pompy labiryntowej

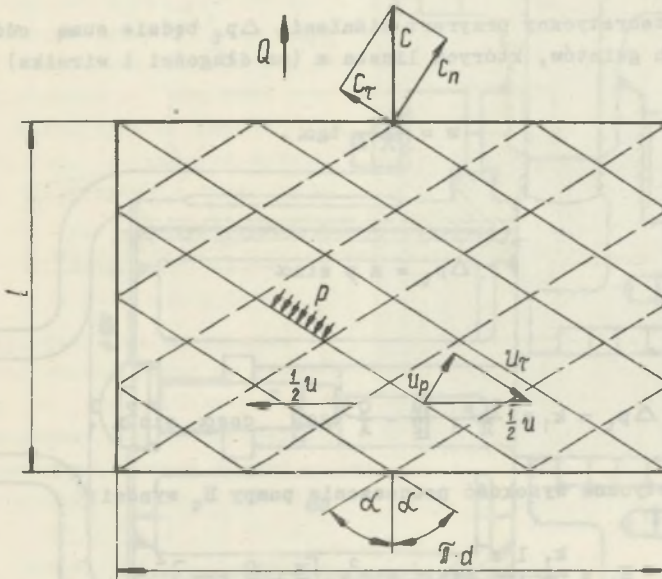
Aby określić zależność  $H = f(Q)$  będącą charakterystyką przepływu pompy labiryntowej przytoczono poniżej w skrócie wywody zamieszczone w pracy [1].

Na rysunku 2 zaprezentowano rozwinięcie powierzchni wirnika i tulei. Założono [2] dla uproszczenia rozważań, że wirnik i tuleja obracają się w przeciwnych kierunkach z prędkościami kątowymi  $\frac{\omega}{2}$  (choć w rzeczywistości wirnik obraca się z prędkością kątową  $\omega$ , natomiast tuleja jest nieruchoma). Skok gwintu i liczbę jego zwojów dla wirnika i tulei przyjęto jako identyczne. Pomijając opory tarcia cieczy powstające na powierzchniach gwintów wirnika i tulei określono różnicę ciśnień działających na występy pojedynczego gwintu wirnika i tulei (rys. 3), traktując ją jako proporcjonalną do kwadratu składowych normalnych prędkości cieczy względem gwintu

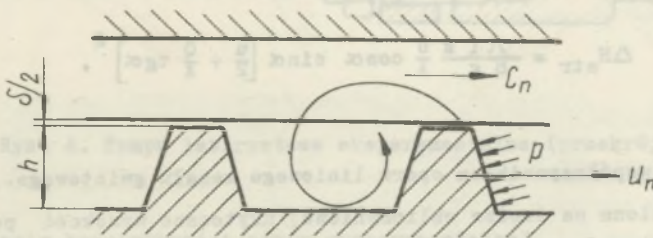
$$\Delta p = k_1 Q (v_n - c_n)^2, \quad (1)$$

gdzie:

$k_1$  - współczynnik proporcjonalności, teoretycznie o stałej wartości.



Rys. 2. Rozwinięcie powierzchni wirnika i tulei (tuleja oznaczona linią przerywaną)



Rys. 3. Rozkład ciśnień na występie gwintu

wiadomo, że

$$u_n = \frac{u}{2} \cos \alpha, \quad (2)$$

$$c_n = c \sin \alpha, \quad (3)$$

$$c = \frac{Q}{A}, \quad (4)$$

a zatem

$$\Delta p = k_1 \varrho \left( \frac{u}{2} \cos \alpha - \frac{Q}{A} \sin \alpha \right)^2 \quad (5)$$

Całkowity teoretyczny przyrost ciśnienia  $\Delta p_t$  będzie sumą oddziaływań poszczególnych gwintów, których liczba  $m$  (na długości  $l$  wirnika) wyniesie:

$$m = \frac{l z}{\pi d} \operatorname{tg} \alpha. \quad (6)$$

Wówczas

$$\Delta p_t = m p \sin \alpha \quad (7)$$

czyli

$$\Delta p_t = k_1 \varrho \frac{l z}{\pi d} \left[ \frac{u}{2} - \frac{Q}{A} \operatorname{tg} \alpha \right]^2 \cos \alpha \sin^2 \alpha. \quad (8)$$

Tak więc teoretyczna wysokość podnoszenia pompy  $H_t$  wynosi:

$$H_t = \frac{k_1 l z}{\pi d g} \cos \alpha \sin^2 \alpha \left[ \frac{u}{2} - \frac{Q}{A} \operatorname{tg} \alpha \right]^2. \quad (9)$$

W celu uwzględnienia wpływu strat hydraulicznych związanych z oporami tarcia cieczy, należy je określić w wysokości [1]:

$$\Delta H_{\text{str}} = \frac{\lambda l z}{8 g} \frac{U}{A} \cos \alpha \sin \alpha \left[ \frac{u}{2} + \frac{Q}{A} \operatorname{tg} \alpha \right]^2, \quad (10)$$

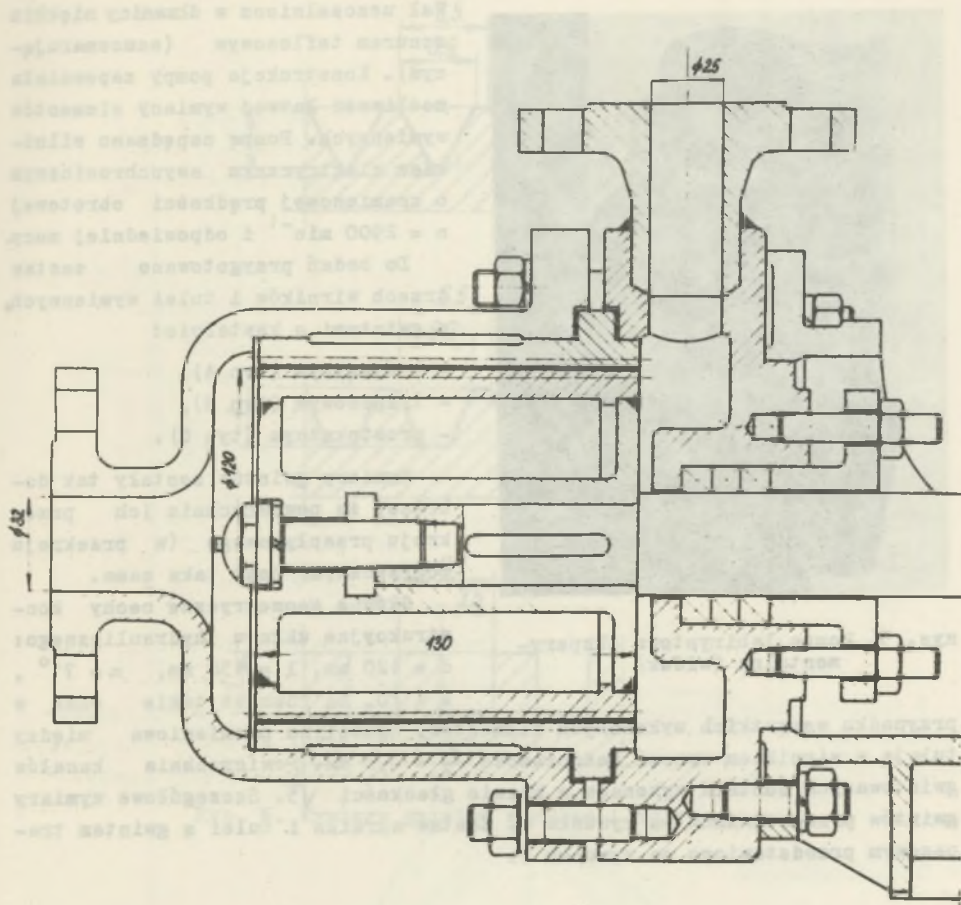
gdzie:

$\lambda$  - jest współczynnikiem oporu liniowego kanału gwintowego.

Tak więc ustalona na drodze obliczeniowej użyteczna wysokość podnoszenia pompy labiryntowej wyniesie

$$H = H_t - \Delta H_{\text{str}} \quad (11)$$

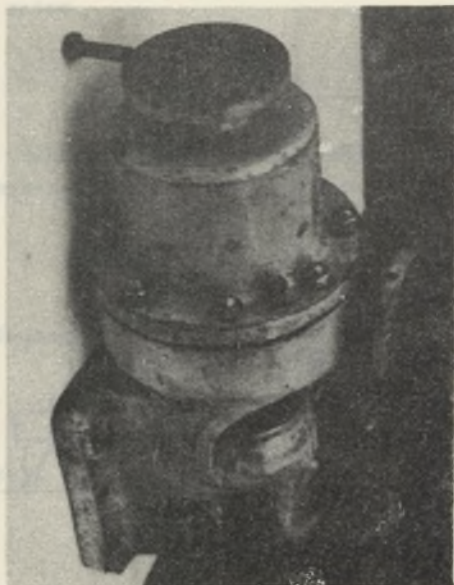
Jak widać, zasadniczy wpływ na wysokość podnoszenia pompy labiryntowej ma współczynnik  $k_1$  (możliwy do wyznaczenia dla danego gwintu wyłącznie na drodze doświadczalnej). Aby rozszerzyć pogląd na sposób doboru współczynnika  $k_1$  (w zależności od kształtu gwintu) wykonano własne badania doświadczalne. Interesujące wyniki pomiarów pompy labiryntowej zaprezentowane są również w pracy [2].



Rys. 4. Pompa labiryntowa eksperymentalna (przekrój)

### 3. Rozwiązanie konstrukcyjne pompy eksperymentalnej

Dla celów badań zaprojektowano i wykonano pompę labiryntową eksperymentalną, której przekrój przedstawiono na rysunku 4, a widok na rysunku 5. Wykorzystano typowy wspornik łożyskowy pompy krętej odśrodkowej typu 40N130 (produkcji Państwowej Odlewni i Emalierni w Grudziądzu), na którym zamontowano specjalnie wykonaną część przepływową. Przewidziano możliwość stosowania wymiennych elementów współpracujących, a więc: wirnika i tulei kadłuba. Ciecz dopływa do pompy osiowo usytuowanym króćcem ssawnym (o średnicy  $d_s = 32$  mm), pionowo usytuowany króciec tłoczny ma średnicę  $d_t = 25$  mm.



Rys. 5. Pompa labiryntowa eksperymentalna (widok)

Waż uszczelniono w dławnicy miękkim sznurem teflonowym (samosmarującym). Konstrukcja pompy zapewniała możliwość łatwej wymiany elementów wymiennych. Pompę napędzano silnikiem elektrycznym asynchronicznym o znamionowej prędkości obrotowej  $n = 2900 \text{ min}^{-1}$  i odpowiedniej mocy. Do badań przygotowano zestaw trzech wirników i tulei wymiennych, z gwintami o kształcie:

- trójkątnym (typ A),
- trapezowym (typ B),
- prostokątnym (typ C).

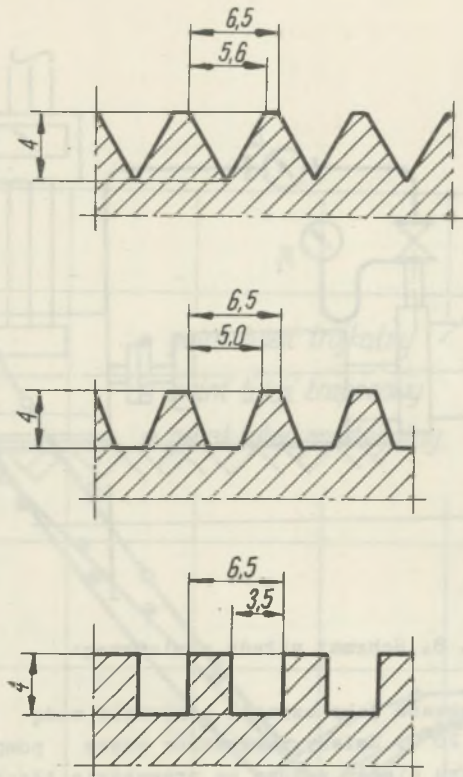
Wymiary gwintów zostały tak dobrane, że powierzchnia ich przekroju przepływowego (w przekroju poprzecznym) jest taka sama.

Główne geometryczne cechy konstrukcyjne układu hydraulicznego:  $d = 120 \text{ mm}$ ,  $l = 130 \text{ mm}$ ,  $\alpha = 71^\circ$ ,  $z = 20$ , są również takie same w

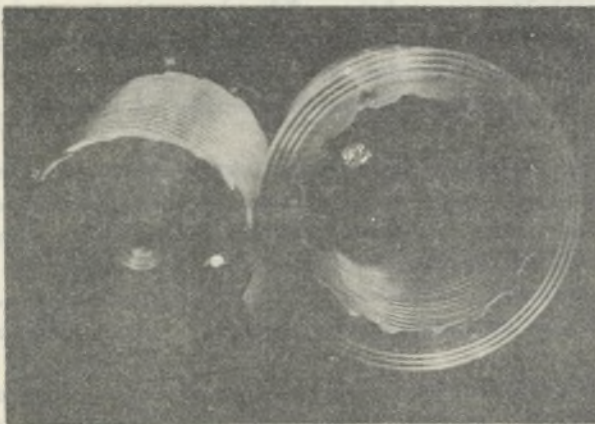
przypadku wszystkich wykonanych elementów. Szelina promieniowa między tuleją a wirnikiem wynosi każdorazowo  $\frac{\delta}{2} = 0,3 \text{ mm}$ . Powierzchnia kanałów gwintowanych została wykonana w klasie gładkości  $\sqrt{5}$ . Szczegółowe wymiary gwintów przedstawiono na rysunku 6. Zestaw wirnika i tulei z gwintem trapezowym przedstawiono na rysunku 7.

#### 4. Stanowisko pomiarowe oraz dokładność pomiarów

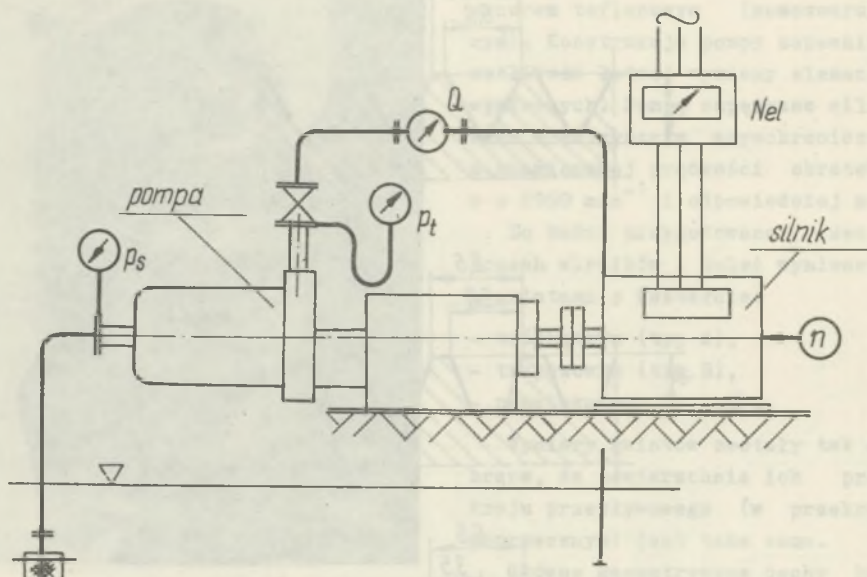
Pompę zainstalowano w obiegu zamkniętym, którego schemat przedstawiono na rysunku 8. Pomiaru wydajności pompy dokonywano specjalnie wzorcowanym wodomierzem z dokładnością  $\pm 2\%$ . Wysokość podnoszenia pompy wyznaczano (uwzględniając wskazania manometru i wakuometru sprężynowego) z dokładnością  $\pm 1\%$ . Moc na wale pompy określano z dokładnością  $\pm 1,5\%$ , opierając się o pomiar pobieranej mocy elektrycznej przez silnik i uwzględniając zależność sprawności silnika od jego obciążenia (wyznaczoną doświadczalnie). Prędkość obrotową mierzono tachoprądniczką z dokładnością  $\pm 1,5\%$ . Na podstawie uzyskanych rezultatów obliczano sprawność pompy z błędem względnym nie przewyższającym  $\pm 2,7\%$ . Ze względu na występowanie "poślizgu" silnika elektrycznego napędzającego i związane z nim niewielkie zmiany prędkości obrotowej pompy, wyniki pomiarów sprowadzono do stałej prędkości  $n = 2900 \text{ obr/min}$ .



Rys. 6. Wymiary gwintów wirnika i tulei



Rys. 7. Zestaw wirnika i tulei



Rys. 8. Schemat układu pomiarowego

W trakcie badań stosowano jako czynnik pompowany wodę wodociągową o temperaturze  $t = 18$  do  $20^{\circ}\text{C}$ . Zmiany parametrów pracy pompy dokonywano przez dławienie przepływu cieczy zasuwą na przewodzie tłocznym pompy.

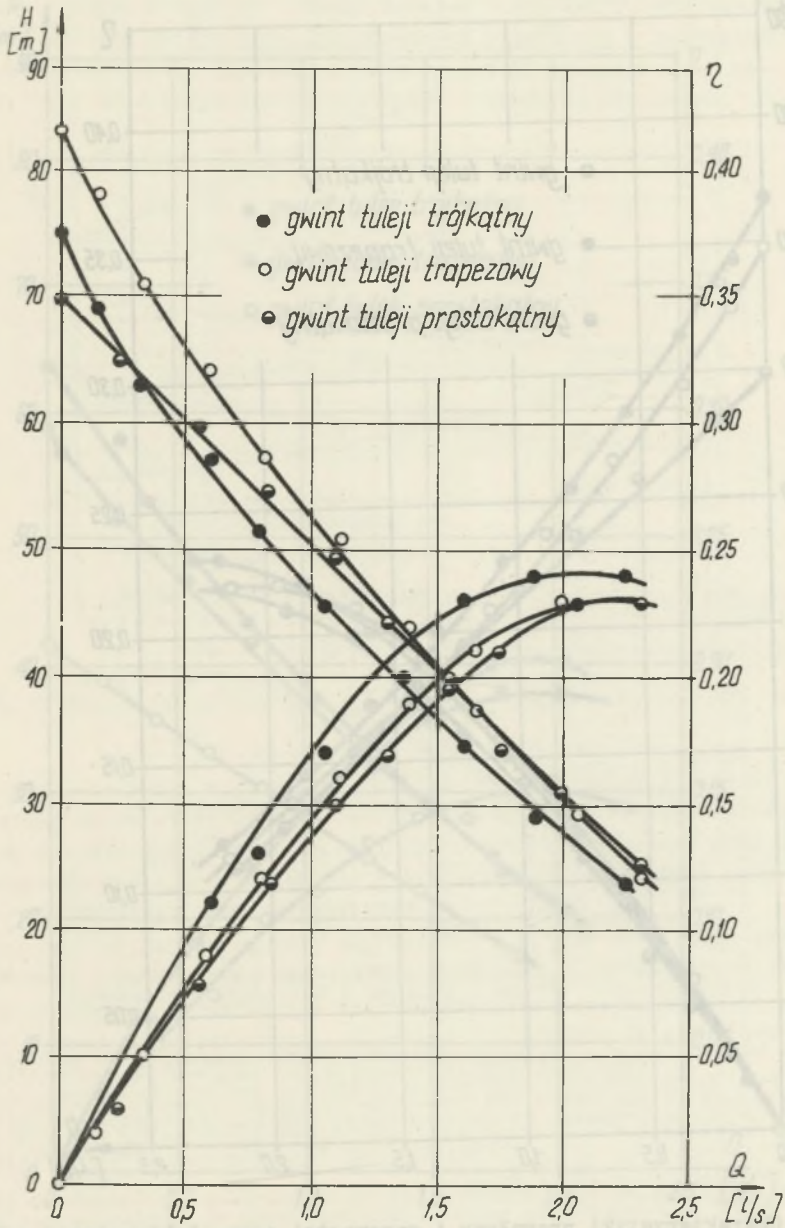
### 5. Wyniki pomiarów

Pomiary eksperymentalnej pompy labiryntowej prowadzono, uwzględniając wszystkie możliwe kombinacje wirników i tulei gwintowanych. Wyniki pomiarów w formie charakterystyk przepływu  $H = f(Q)$  i sprawności  $\eta = f(Q)$  przedstawiono oddzielnie dla każdego z badanych wirników na rysunkach 9, 10 i 11.

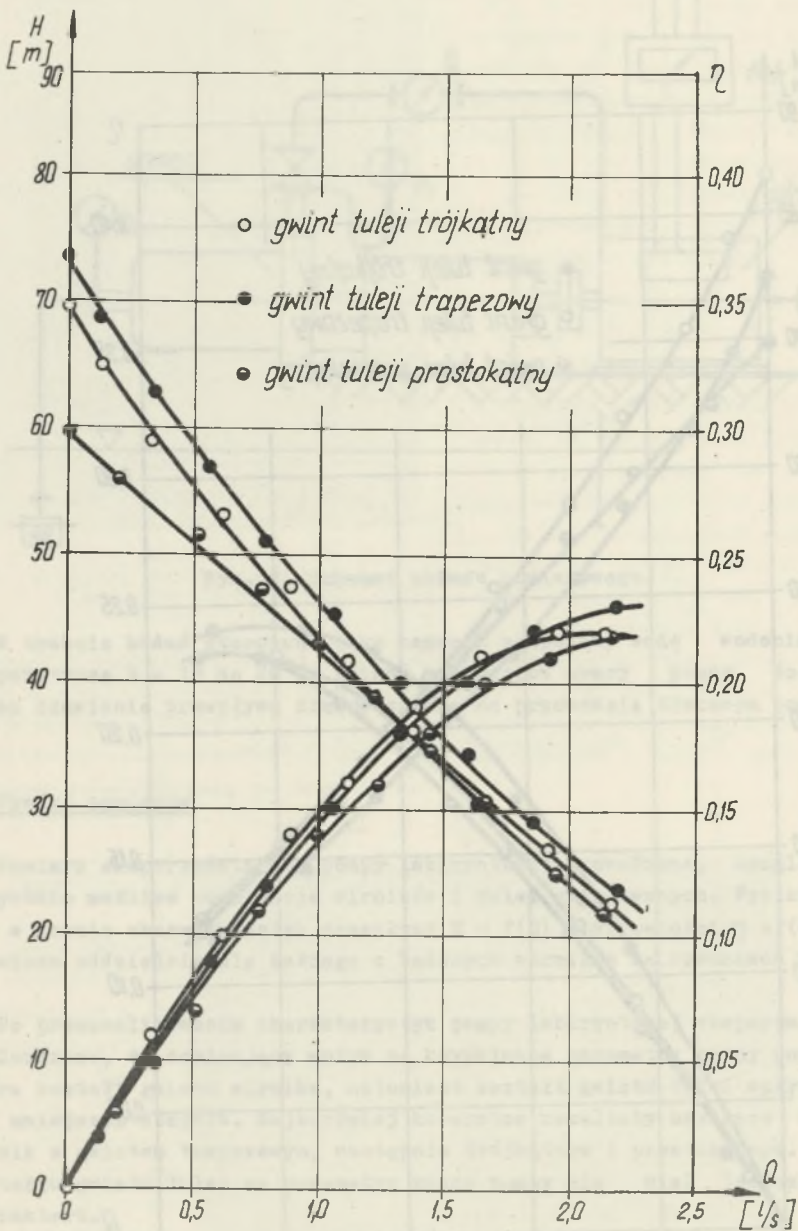
Po przeanalizowaniu charakterystyk pompy labiryntowej eksperymentalnej stwierdzono, że dominujący wpływ na uzyskiwane parametry pracy pompy wywiera kształt gwintu wirnika, natomiast kształt gwintu tulei wpływa w znacznie mniejszym stopniu. Najbardziej korzystne rezultaty uzyskano stosując wirnik z gwintem trapezowym, następnie trójkątnym i prostokątnym. Wpływ kształtu gwintu tulei na parametry pracy pompy nie miał jednoznacznego charakteru.

Największą (w szerokim zakresie) wysokość podnoszenia pompy otrzymano stosując wirnik i tuleję z gwintem trapezowym; charakterystyki dotyczące tego przypadku uzupełnione o krzywą mocy  $N = f(Q)$ , przedstawiono na rysunku 12. Na podkreślenie zasługuje nieprzecięzalny charakter krzywej mo-

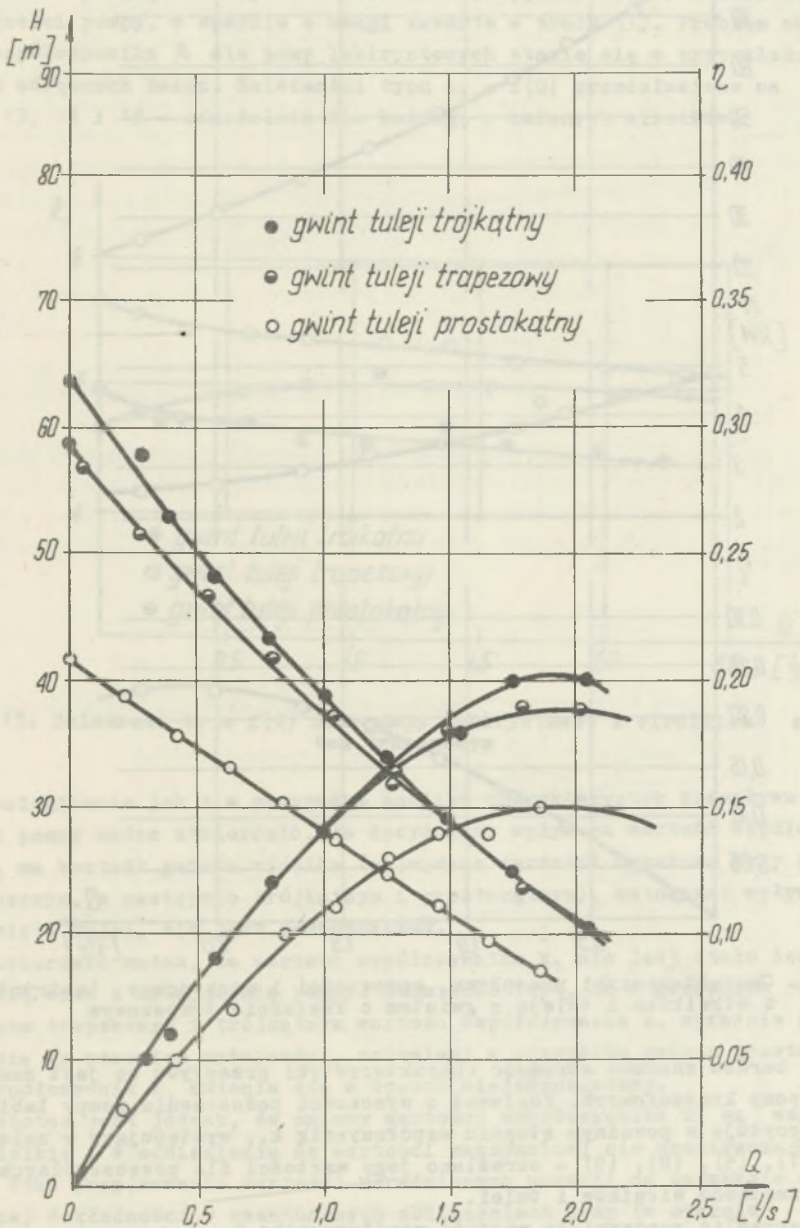




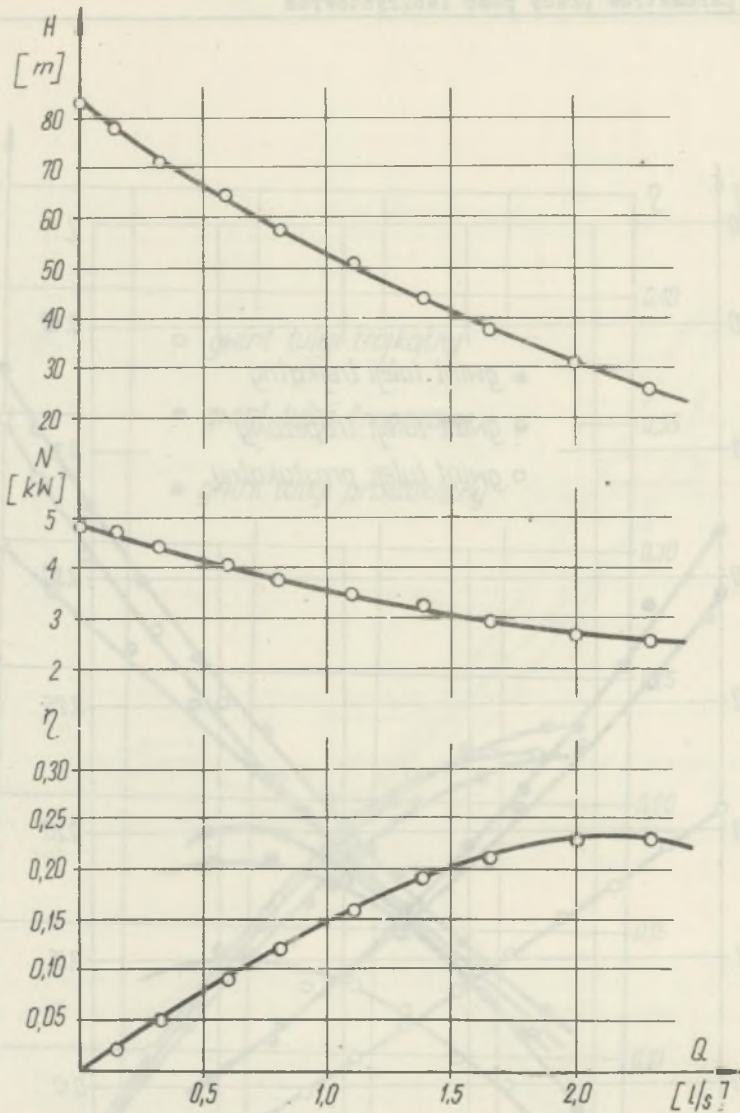
Rys. 9. Charakterystyki przepływu i sprawności pompy labiryntowej z wirnikiem z gwintem trapezowym



Rys. 10. Charakterystyki przepływu i sprawności pompy labiryntowej z wirnikiem z gwintem trójkątnym



Rys. 11. Charakterystyki przepływu i sprawności pompy labiryntowej z wirnikiem z gwintem prostokątnym

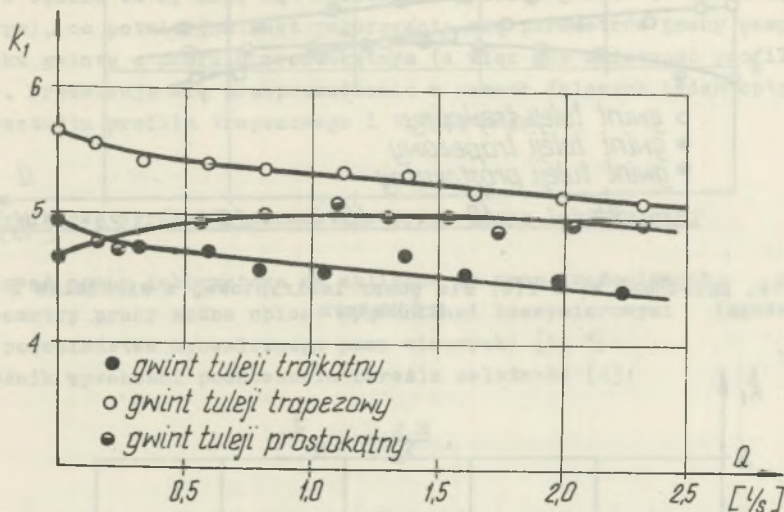


Rys. 12. Charakterystyki przepływu, sprawności i mocy pompy labiryntowej z wirnikiem i tuleją z gwintem o kształcie trapezowym

cy oraz bardzo znaczna stromość charakterystyki przepływu co jest znamienne dla pomp krążeniowych. Ponieważ o wysokości podnoszenia pompy labiryntowej decyduje w poważnym stopniu współczynnik  $k_1$ , występujący w zależnościach (1), (5), (8), (9) - określono jego wartości dla poszczególnych badanych zestawów wirników i tulei.

Aby określić rzeczywistą wartość współczynnika  $k_1$ , wykorzystano zależności (9), (10), (11) i na ich podstawie uwzględniając wyniki pomiarów -

obliczono wartości  $k_1$ . Pewną trudność nastęrczało przyjęcie wartości współczynnika oporu liniowego rowka gwintowego  $\lambda$ . Zważywszy, że wirniki wykonano nacinając rowki gwintów na tokarce z dostateczną gładkością, współczynnik  $\lambda$  przyjęto równy dla wszystkich przypadków 0,015 i niezależny od wydajności pompy, w oparciu o uwagi zawarte w pracy [1]. Problem określenia współczynnika  $\lambda$  dla pomp labiryntowych stanie się w przyszłości tematem odrębnych badań. Zależności typu  $k_1 = f(Q)$  przedstawiono na rysunkach 13, 14 i 15 - oddzielnie dla każdego z badanych wirników.

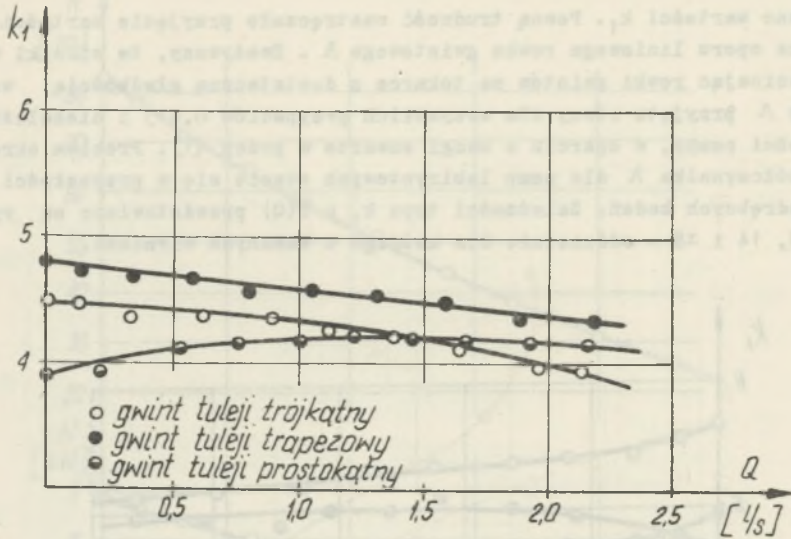


Rys. 13. Zależność  $k_1 = f(Q)$  dla pompy labiryntowej z wirnikiem z gwintem trapezowym

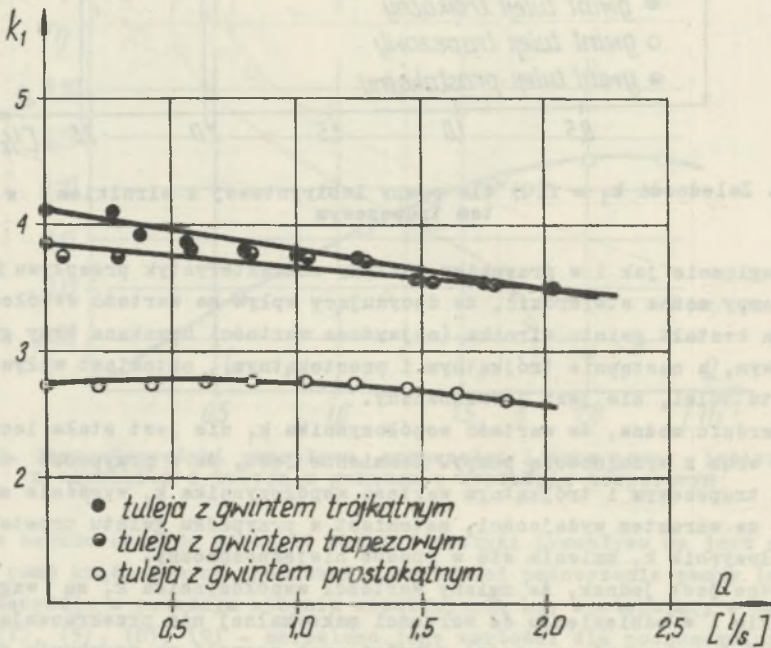
Analogicznie jak i w przypadku analizy charakterystyk przepływu i sprawności pompy można stwierdzić, że decydujący wpływ na wartość współczynnika  $k_1$  ma kształt gwintu wirnika (najwyższe wartości uzyskano przy gwincie trapezowym, a następnie trójkątnym i prostokątnym), natomiast wpływ kształtu gwintu tulei, nie jest jednoznaczny.

Stwierdzić można, że wartość współczynnika  $k_1$  nie jest stała lecz zmienia się wraz z wydajnością pompy. Znamienne jest, że w przypadku tulei z gwintem trapezowym i trójkątnym wartość współczynnika  $k_1$  wyraźnie zmniejsza się ze wzrostem wydajności, natomiast w przypadku gwintu prostokątnego współczynnik  $k_1$  zmienia się w sposób niejednoznaczny.

Istotne jest jednak, że zmiany wartości współczynnika  $k_1$  są względnie niewielkie i w odniesieniu do wartości maksymalnej nie przekraczają 10 do 12%. Stąd przyjmowanie wartości uśrednionych pozwoli na uzyskanie zadowalającej dokładności w ewentualnych obliczeniach pomp (w oparciu o dane przedstawione na wykresach).



Rys. 14. Zależność  $k_1 = f(Q)$  dla pompy labiryntowej z wirnikiem z gwintem trójkątnym



Rys. 15. Zależność  $k_1 = f(Q)$  dla pompy labiryntowej z wirnikiem z gwintem prostokątnym

Należy podkreślić jednak, że współczynnik  $k_1$  może zależeć od wielu czynników i jego bardziej szczegółowe uzależnienie od geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy wymaga przeprowadzenia dalszych badań.

Pewną istotną nowością w porównaniu u dotychczasowymi poglądami jest stwierdzenie o dominującym wpływie kształtu gwintu wirnika na parametry pracy pompy. Ponieważ o działaniu pompy decydują wiry tworzące się na krawędziach występów wirnika, przeto ukształtowanie profilu gwintu musi wpływać na sposób tworzenia się i odrywania tych wirów. Wydaje się, że poważny wpływ będzie tutaj miał kąt zbieżności profilu gwintu (w kierunku promieniowym), co potwierdza fakt pogorszenia się parametrów pracy pompy w przypadku gwintu o profilu prostokątnym (a więc gdy zbieżność profilu jest zerowa). Przewiduje się przeprowadzenie w ramach dalszych badań optymalizacji kształtu profilu trapezowego i trójkątnego.

## 6. Bezwymiarowe wyróżniki parametrów pracy pompy labiryntowej

Ponieważ pompy labiryntowe są zbliżone do pomp krążeniowych, przeto ich parametry pracy można opisać wyróżnikami bezwymiarowymi (zgodnie z teorią podobieństwa dynamicznego pomp wirowych) [1, 3].

Wyróżnik wysokości podnoszenia określa zależność [4]:

$$\eta_H = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2}, \quad (12)$$

natomiast wyróżnik wydajności proponuje się przyjąć w postaci:

$$\eta_Q = \frac{2 \cdot Q \cdot \operatorname{tg} \alpha}{u^2 \cdot A} = \frac{c_n}{u_n}. \quad (13)$$

W przypadku pomp labiryntowych istnieje problem przyjęcia wartości  $H$  we wzorze (12). Wysokość podnoszenia  $H$  zależy bowiem od szeregu wielkości, a m.in. długości i średnicy wirnika, skoku gwintu, liczby zwojów. Dlatego też proponuje się, aby jako wysokość podnoszenia we wzorze (12) uwzględnić jej część przypadającą na jeden występ gwintu (na długości wirnika). Uwzględniając zależność (6) wysokość podnoszenia  $H_1$ , przypadająca na pojedynczy gwint wyniesie:

$$H_1 = H \frac{\pi d \operatorname{ctg} \alpha}{l z}, \quad (14)$$

a wartość  $\eta_{H1}$  może zostać zanotowana w postaci:

$$\eta_{H1} = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u^2} \cdot \frac{\pi d \operatorname{ctg} \alpha}{l z}. \quad (15)$$

Wyróżnik wydajności pompy labiryntowej  $\sqrt[3]{\frac{M}{Q}}$  fizycznie wyraża stosunek składowej normalnej prędkości przepływu cieczy w stosunku do przekroju przepływowego w kanałach przepływowych do składowej normalnej prędkości obwodowej wirnika. Z zasady działania pompy labiryntowej (5) wynika, że  $\sqrt[3]{\frac{M}{Q}} < 1$ . Przeliczone wartości wyróżników bezwymiarowych dla badanej pompy labiryntowej zestawiono w tabelicy 1, dla wybranych kombinacji gwintu tulei i wirnika, uwzględniając również bezwymiarowy wyróżnik szybkobieżności pompy  $n_{sf}$ , obliczany ze wzoru

$$n_{sf} = 1000 n \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{(gH)^3}} \quad (16)$$

Tabelica 1

Optymalne parametry pracy pompy labiryntowej

Rodzaj gwintu wirnika i tulei	Q	H	H <sub>1</sub>	ϕ	Q	H1	n <sub>sf</sub>
	1/s	m	m				
trapezowy	2,25	26	1,3	0,23	0,412	0,0769	35,8
trójkątny	2,10	23	1,15	0,22	0,383	0,0680	38,0
prostokątny	1,80	17	0,85	0,15	0,331	0,0503	44,1

Jak wynika z danych zestawionych w tabelicy 1, badana pompa labiryntowa charakteryzuje się niskimi wyróżnikami szybkobieżności.

Wykorzystując wyróżniki bezwymiarowe parametrów pracy pompy  $\sqrt[3]{\frac{M}{Q}}$  i  $\sqrt[3]{\frac{M}{H1}}$  można porównać parametry pracy osiągnięte przez pompy labiryntowe różniące się geometrycznymi cechami konstrukcyjnymi.

### Podsumowanie

Zważywszy na możliwość uzyskiwania relatywnie niskich wyróżników szybkobieżności przez pompy labiryntowe i celowość ich wykorzystania w praktyce przemysłowej (a zwłaszcza w przemyśle chemicznym), uznano za wskazane kontynuować badania nad nimi.

Uznając za stwierdzone, że najbardziej korzystne parametry pracy osiąga się przy stosowaniu gwintu o profilu trapezowym bądź trójkątnym, przewiduje się przeprowadzenie optymalizacji kształtu profilu gwintu, w celu zmaksymalizowania wartości współczynnika gwintu  $k_1$ .

Uzyskane na podstawie badań rezultaty mogą jednak już obecnie stanowić pewne przesłanki umożliwiające bardziej racjonalny dobór geometrycznych cech konstrukcyjnych pomp labiryntowych.



Oznaczenia

- A - powierzchnia kanału przepływowego pompy w przekroju poprzecznym, na którą składa się powierzchnia kanału przepływowego wirnika, tulei i szczeliny między wirnikiem i tuleją,
- H - użyteczna wysokość podnoszenia,
- $H_t$  - teoretyczna wysokość podnoszenia,
- $\Delta H_{str}$  - wysokość strat hydraulicznych,
- N - moc na wale pompy,
- Q - wydajność pompy,
- U - obwód zwilżony powierzchnią kanału przepływowego pompy w przekroju normalnym,
- c - prędkość cieczy w kierunku osiowym,
- $c_n$  - składowa normalna (do gwintu wirnika) prędkości cieczy w kierunku osiowym,
- d - średnica wirnika,
- g - przyspieszenie siły ciężkości,
- $k_1$  - współczynnik naporu pojedynczego występu gwintu,
- l - długość wirnika,
- m - liczba występów gwintu na długości wirnika,
- n - prędkość obrotowa wirnika,
- p - ciśnienie,
- u - prędkość obwodowa wirnika,
- $u_n$  - składowa normalna (do gwintu wirnika) prędkości obwodowej wirnika,
- z - liczba zwojów gwintu,
- $\alpha$  - kąt nachylenia gwintu w stosunku do osi pompy,
- $\lambda$  - współczynnik oporu liniowego kanału przepływowego pompy,
- $\frac{M}{Q}$  - wyróżnik wydajności,
- $\frac{M}{H}$  - wyróżnik wysokości podnoszenia,
- $\rho$  - gęstość cieczy,
- $\eta$  - sprawność pompy.

## LITERATURA

- [1] Gołubjew A.I.: Labirintnyje nasosy dla chemiczeskoj promyszlennosti, Izdatielstwo Maszynostrojenie, Moskwa 1961.
- [2] Grabow G.: Untersuchungen an einer Labyrinthpumpe, Maschinenbautechnik, Heft 13, 1961.
- [3] Łazarkiewicz Sz.: Postęp w konstrukcji pomp stosowanych w przemyśle chemicznym, W: Nowa Technika, Zeszyt 53, WNT Warszawa, 1965.
- [4] Łazarkiewicz Sz., Troskalański A.T.: Pompy wirowe, WNT, Warszawa, 1973.

## АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ЛАБИРИНТНЫХ НАСОСОВ

## Резюме

В статье представлены результаты исследований модельного лабиринтного насоса. Исследованы проточные системы с трапецидальной, треугольной и прямоугольной резьбой. Определены коэффициенты напора резьбы. Предложены безразмерные дискриминанты параметров работы насоса.

## AN ANALYSIS OF THE WORK PARAMETERS OF LABYRINTHINE PUMPS

## Summary

The results of investigations on a labyrinthine model pump have been presented. Flow systems with a trapezoidal, angular and square screw-thread have been investigated. The pressure factors of the screw-thread have been determined. The dimensionless discriminants of the work parameters of the pump have been suggested.