

Maciej Zarzycki, Jerzy Rokita  
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych

Stanisław Morzyński  
Zakład Doświadczalny Maszyn Przepływowych  
przy ZFMG w Zabrze

#### BADANIA POMPY KRĘTNEJ O SWOBODNYM PRZEPŁYWIE PRODUKOWANEJ SERYJNIE

**Streszczenie.** Omówiono rozwiązanie konstrukcyjne oraz zasadę działania pomp krętnych o swobodnym przepływie oraz podano opis techniczny seryjnie produkowanej pompy, wytypowanej do badań. Przedstawiono wyniki badań wpływu prędkości obrotowej i wysunięcia wirnika z wnętrza kadłuba na parametry pracy pompy. W oparciu o uzyskane rezultaty dokonano oceny zdolności ssania pompy. Przeprowadzono porównanie pomp o swobodnym przepływie z konwencjonalnymi pompami krętnymi. Wskazano kierunki dalszych badań.

#### Wstęp

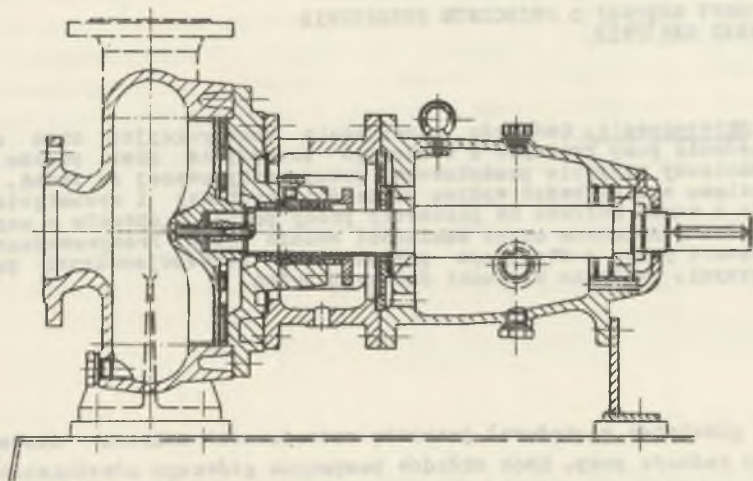
Rozwój górnictwa spowodował potrzebę rozszerzenia zakresu stosowania wszelkiego rodzaju pomp. Obok układów pompowych głównego odwadniania kopalń oraz obiegów płuczkowych, pompy stosowane są coraz częściej w instalacjach transportu hydraulicznego węgla [9]. Postęp w konstrukcji pomp wirnikowych doprowadził do powstania pomp krętnych o swobodnym przepływie, głównie przeznaczonych do transportu hydraulicznego ciał stałych w cieczach. Szczególne własności pomp krętnych o swobodnym przepływie, predystynują je również do stosowania w przypadkach przepompowywania zawieszin wodnych o silnych własnościach erozyjnych. Dlatego też wydaje się, że pompy te mogą znaleźć w przemyśle górniczym (i to zarówno podziemnym jak i odkrywkowym) szerokie zastosowanie, a z tej racji zasługują na obszerniejsze omówienie.

W Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach oraz w Zakładzie Doświadczalnym Maszyn Przepływowych przy Zabrzeńskiej Fabryce Maszyn Górniczych w Zabrze podjęto planowe prace badawcze o charakterze podstawowym i stosowanym nad pompami o swobodnym przepływie.

#### 1. Konstrukcja i działanie pomp krętnych o swobodnym przepływie

Główną cechą pomp o swobodnym przepływie jest takie usytuowanie wirnika otwartego w kadłubie pompy, że między wirnikiem a pokrywą (bądź ścianką) kadłuba utworzona zostaje swobodna przestrzeń przepływowa. Istnieją różnorodne rozwiązania konstrukcyjne pomp o swobodnym przepływie, jednak

najbardziej znane jest rozwiązanie przedstawione na rys. 1 [1,2,5,7,8] charakteryzujące się cylindrycznym współosiowym ograniczeniem wirnika na jego średnicy zewnętrznej. Większość autorów prac poświęconych pompom o swobodnym przepływie rozwiązanie to uważa za optymalne.



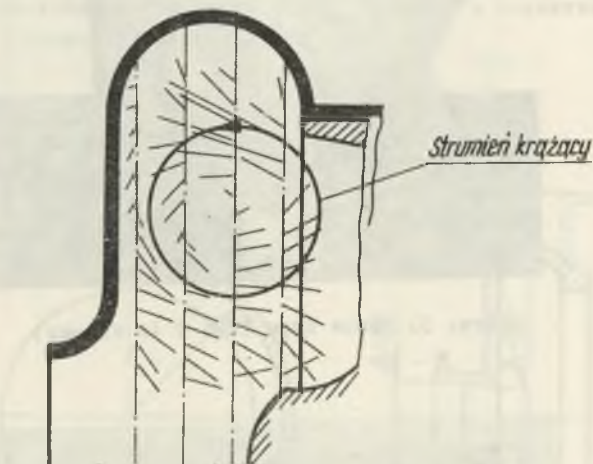
Rys. 1. Pompa o swobodnym przepływie (typu TURO T)

Poglądy na sposób działania pomp o swobodnym przepływie są niejednokrotnie kontrowersyjne [1,2,7] i niezupełnie przekonujące. Podstawowe badania w tym zakresie [2] dowodzą istnienia strumienia krążącego cieczy w przekroju merydionalnym pompy, a w ich wyniku proces przenoszenia energii z wirnika na ciecz znajdującą się w swobodnej przestrzeni przepływowej przyrównano do działania sprzęgła hydrokinetycznego. Charakter rozkładu składowej merydionalnej prędkości absolutnej cieczy w przekroju południkowym pompy, przedstawiono na rys. 2. Ilustruje on jednocześnie zasadę działania pomp o swobodnym przepływie.

Pompowana ciecz dopływa do pompy przez osiowo usytuowany króciec dopływowy. Podobnie jak w przypadku konwencjonalnych pomp krętych, w wirniku pompy o swobodnym przepływie ciecz podlega działaniu sił odśrodkowych. W wyniku przepływu cieczy przez wirnik powstaje strumień krążący.

W trakcie przepływu cieczy przez wirnik następuje zwiększenie jej energii, poprzez przyrost energii ciśnienia i energii prędkości. Wypływająca z wirnika ciecz, posiadająca składową obudową prędkości porusza się w swobodnej przestrzeni przepływowej również w kierunku obwodowym, przy czym natężenie przepływu cieczy w płaszczyźnie przekroju merydionalnego przestrzeni przepływowej pompy jest kilkakrotnie większe od wydajności pompy [2]. Część tej cieczy płynie w kierunku dośrodkowym, do obszaru dopływowego wirnika.

Energia kinetyczna oleocy w części zamienia się w energię ciśnienia, zaś w części jest tracona w formie strat hydraulicznych w swobodnej przestrzeni przepływowej pompy.



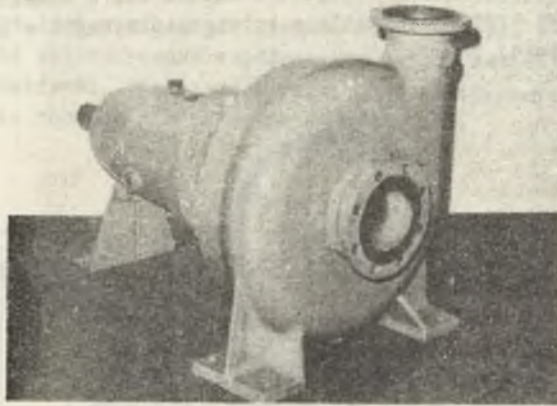
Rys. 2. Zasada działania pompy o swobodnym przepływie

Energia ciśnienia nadana oleocy w wirniku w części zostaje zużyta na pokrycie strat hydraulicznych w wirniku oraz w części zostaje tracona w procesie wymieszania warstw oleocy w swobodnej przestrzeni przepływowej, która to strata jest znamieną dla pomp o swobodnym przepływie.

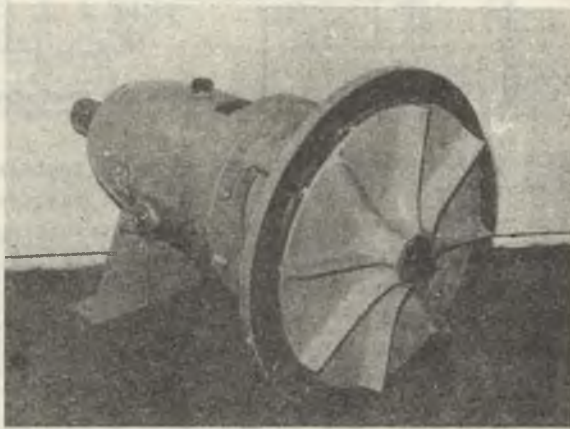
Ponieważ organem czynnym pompy o swobodnym przepływie jest otwarty wirnik łopatkowy, w którym następuje wzrost krętu oleocy, przeto pompy o swobodnym przepływie można zaliczyć do pomp krętych, co powoduje pewne zmiany w klasyfikacji pomp krętych [5]. W porównaniu z konwencjonalnymi pompami krętymi pompy o swobodnym przepływie charakteryzują się obszernymi przekrojami przepływowymi, a więc są szczególnie predystynowane do transportu hydraulicznego ciał stałych.

## 2. Wyniki badań pompy krętej o swobodnym przepływie produkowanej seryjnie

Jako jeden z etapów systematycznych badań nad pompami krętymi o swobodnym przepływie przeprowadzono badania laboratoryjne pompy produkowanej seryjnie. Do badań wytypowana została pompa o swobodnym przepływie [1] produkcji wytwórni E. EGGER w Szwajcarii, typu TURO T. Badania przeprowadzone zostały na stanowisku badawczym Zakładu Doświadczalnego Maszyn Przepływowych.



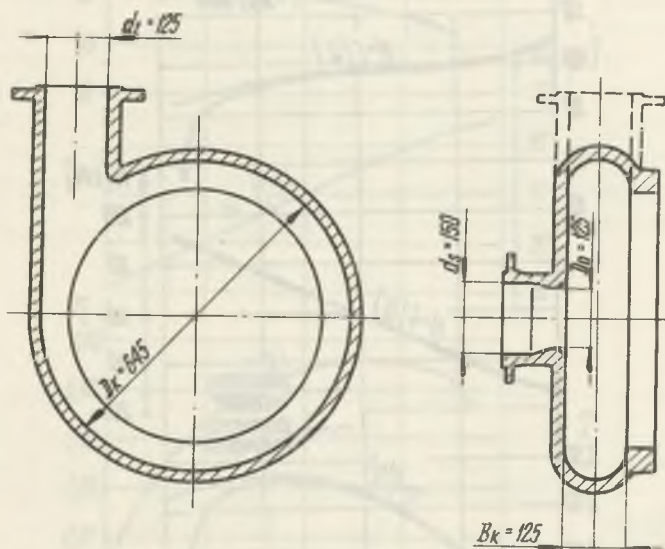
Rys. 3. Pompa typu TURO T (w widoku)



Rys. 4. Wirnik pompy typu TURO T

Badaną pompę, o rozwiązaniu konstrukcyjnym identycznym jak na rys. 1 przedstawiono w widoku na rys. 3. Jest ona usytuowana w układzie poziomym i napędzana bezpośrednio od silnika elektrycznego. Wirnik (rys. 4) o średnicy zewnętrznej  $D_w = 519$  mm, posiada  $z = 8$  łopatek promieniowych o szerokości  $B_w = 38$  mm (mierzonej na średnicy zewnętrznej). Szerokość łopatek zwiększa się w kierunku piasty i na średnicy równej połowie średnicy zewnętrznej wirnika wynosi  $B_w = 40$  mm. Osłowo-symetryczny kadłub pompy z kanałem zbiorczym o stałym przekroju (rys. 5) posiada średnicę wewnętrzną  $D_k = 645$  mm oraz szerokość  $B_k = 125$  mm. Króciec tłoczny usytuowany stycznie, pionowo posiada średnicę równą szerokości kadłuba. Króciec dopływowy

o średnicy  $D_g = 150$  mm posiada przewężenie o średnicy  $D_0 = 125$  mm. Pompa przewidziana jest do pracy przy prędkości obrotowej  $n = 980 \text{ min}^{-1}$ . Badania przeprowadzone zostały z zachowaniem wymogów PN-65/M-44002. W trakcie badań jako medium robocze stosowano wodę czystą, o ciężarze właściwym  $\rho \approx 9806 \text{ N/m}^3$  i temperaturze  $t = 22^\circ\text{C}$ .



Rys. 5. Kadłub badanej pompy

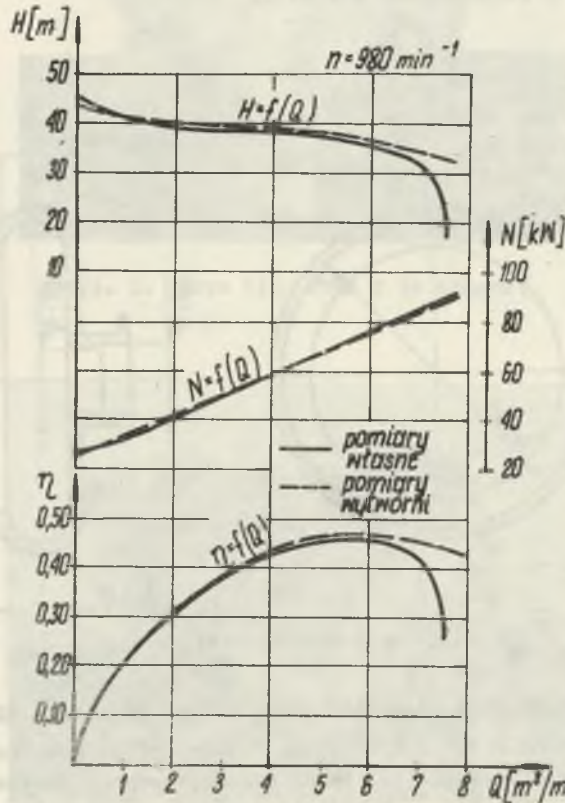
### 2.1. Badania nad wpływem prędkości obrotowej na parametry pracy pompy

W pierwszym etapie badań wyznaczono na stanowisku pomiarowym charakterystyki pompy przy napędzie silnikami elektrycznymi o prędkościach obrotowych  $n \approx 980$  i  $730 \text{ min}^{-1}$ . W trakcie pomiarów parametrów pracy pompy poszczególne wielkości mierzone były z dokładnością określoną niżej podanymi błędami względnymi:

wydajność $Q$	$\epsilon_Q = \pm 1,5\%$
wysokość podnoszenia $H$	$\epsilon_H = \pm 1\%$
moc na wale pompy $N$	$\epsilon_N = \pm 2\%$
prędkość obrotowa $n$	$\epsilon_n = \pm 1,5\%$
sprawność $\eta$	$\epsilon_\eta = \pm 2,5\%$

Charakterystyki przepływu, mocy i sprawności badanej pompy sporządzone do stałych prędkości obrotowych przedstawiono na rys. 6 i 7. Analizując przebiegi krzywej wysokości podnoszenia i sprawności przy prędkości obrotowej  $n = 980 \text{ min}^{-1}$  stwierdza się charakterystyczne załamanie krzywych w okolicy wydajności  $Q \approx 7 \text{ m}^3/\text{min}$ , wywołane wystąpieniem zjawiska kawita-

oju. Dla porównania na rys. 6 zamieszczono również charakterystykę pompy wyznaczoną przez wytwórnię, w korzystniejszych warunkach ssawnych (większe wartości ciśnienia w króćcu dopływowym) przy  $n = 980 \text{ min}^{-1}$ .



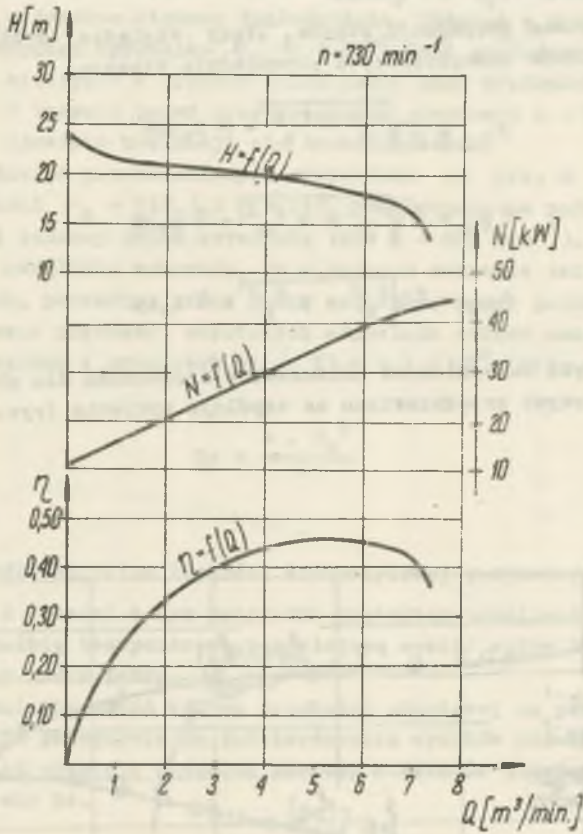
Rys. 6. Charakterystyki badanej pompy przy  $n = 980 \text{ min}^{-1}$

Aby stwierdzić, w jakiej mierze zmiana charakterystyk przepływu i mocy na skutek różnych prędkości obrotowych podlega prawom powinowactwa, wyznaczono charakterystyki bezwymiarowe uniwersalne stanowiące zależności:

$$\xi_H = f(\xi_Q) \quad \xi_N = f(\xi_Q) \quad \text{ i } \quad \eta = f(\xi_Q)$$

gdzie:

$$\xi_H = \frac{2 \pi n H}{u^2} \quad (1)$$



Rys. 7. Charakterystyki badanej pompy przy  $n = 730 \text{ min}^{-1}$

- wyróżnik wysokości podnoszenia,

$$\xi_Q = \frac{4 Q}{\pi D_w^2 u_w} \quad (2)$$

- wyróżnik wydajności,

$$\xi_N = \frac{N}{\mu D_w^2 u_w^3} \quad (3)$$

- wyróżnik mocy,

$u_w$  - prędkość obwodowa na średnicy zewnętrznej wirnika,

$D_w$  - średnica zewnętrzna wirnika,

$\mu$  - gęstość pompowanej oleozy.

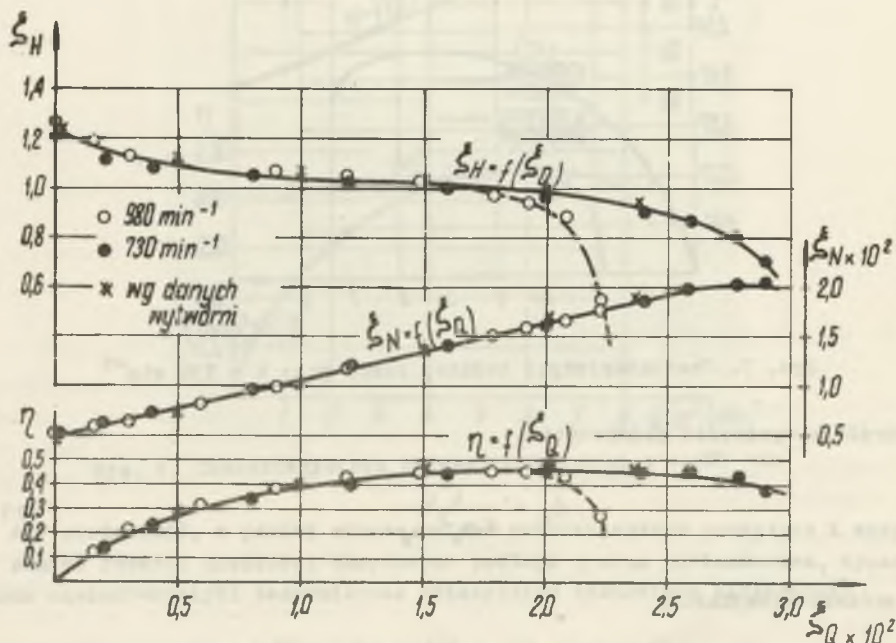
Zgodnie z prawem propagacji błędów, błędy względne średniokwadratowe wartości wyróżników bezwymiarowych odpowiednio wynoszą:

$$\varepsilon_{\xi_Q} = \pm \sqrt{\varepsilon_Q^2 + \varepsilon_n^2} = \pm 2,15\%$$

$$\varepsilon_{\xi_H} = \pm \sqrt{\varepsilon_H^2 + 4 \varepsilon_n^2} = \pm 3,2\%$$

$$\varepsilon_{\xi_N} = \pm \sqrt{\varepsilon_N^2 + 9 \varepsilon_n^2} = \pm 4,6\%$$

Charakterystyki bezwymiarowe uniwersalne wyznaczone dla obu badanych prędkości obrotowych przedstawiono na wspólnym wykresie (rys. 8).



Rys. 8. Charakterystyki bezwymiarowe uniwersalne badanej pompy o swobodnym przepływie

Z analizy zależności  $\xi_H = f(\xi_Q)$  i  $\eta = f(\xi_Q)$  wynika, że w zakresie wartości wyróżnika wydajności  $\xi_Q \approx 0 \div 2 \cdot 10^{-2}$  krzywe odpowiadające prędkościom obrotowym  $n = 980 \text{ min}^{-1}$  i  $n = 730 \text{ min}^{-1}$  praktycznie pokrywają się, a



istniejący rozrzut punktów wynika z niedokładności pomiarów i mieści się w granicach błędów. W przypadku zależności  $\xi_N = f(\xi_Q)$  wspomniana zgodność występuje z jeszcze większą dokładnością. Różnica w przebiegu krzywych powyżej wartości wyróżnika  $\xi_Q \approx 2 \cdot 10^{-2}$  jest spowodowana wpływem kavitacji, która wystąpiła w trakcie badań pompy przy prędkości obrotowej  $n = 980 \text{ min}^{-1}$ . W trakcie badań przy prędkości obrotowej  $n = 730 \text{ min}^{-1}$  wyraźnego wpływu zjawiska kavitacji nie zaobserwowano.

Dla potwierdzenia przedstawionych stwierdzeń na rys. 8 zamieszczono również zależności  $\xi_H = f(\xi_Q)$  i  $\eta = f(\xi_Q)$  wyznaczone na podstawie charakterystyki pompy podanej przez wytwórnictwo (dla  $n = 970 \text{ min}^{-1}$ ).

Przytoczone rezultaty wskazują, że w badanym zakresie zmienności prędkości obrotowych, parametry pracy pompy podlegają prawu podobieństwa.

Badanej zmianie prędkości obrotowych odpowiada zakres zmienności umownej liczby Reynoldsa w granicach  $Re \approx (3,4 \div 4,6) 10^6$ , przy czym

$$Re = \frac{n \cdot D_w^2}{\nu} \quad (4)$$

gdzie:

$\nu$  - jest współczynnikiem lepkości kinematycznej pompowanej cieczy.

Liczba  $Re$  nie stanowi w tym przypadku kryterium burzliwości przepływu, lecz jest wielkością bezwymiarową pozwalającą ocenić wpływ lepkości cieczy na parametry pracy pompy.

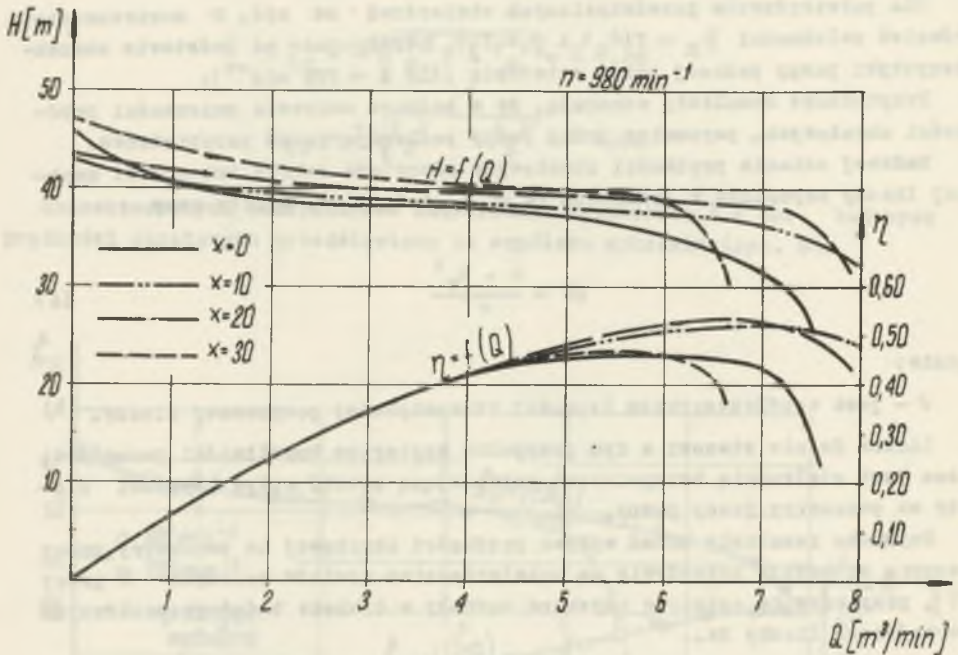
Uzyskane rezultaty badań wpływu prędkości obrotowej na parametry pracy pompy o swobodnym przepływie są potwierdzeniem wyników podanych w pracy [7], przy czym te ostatnie uzyskane zostały w trakcie badań przy niższych wartościach liczby  $Re$ .

## 2.2. Badanie wpływu wysunięcia wirnika z wnęki do wnętrza kadłuba na parametry pracy pompy

Badania nad wpływem wielkości wysunięcia "x" wirnika z wnęki do wnętrza kadłuba (rys. 9) przeprowadzono przy prędkości obrotowej  $n=980 \text{ min}^{-1}$ . W trakcie badań zmieniano wielkość wysunięcia wirnika w granicach  $x = 0 \div 30 \text{ mm}$  (co  $10 \text{ mm}$ ), co w odniesieniu do szerokości kadłuba odpowiada zakresowi  $x/B_k = 0 \div 0,24$ . Uzyskane w wyniku badań charakterystyki przepływu i sprawności  $H = f(Q)$  i  $\eta = f(Q)$  przedstawiono na rys. 9.

W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono korzystny wpływ wysunięcia wirnika na przebieg charakterystyk przepływu i sprawności pompy, co jest zgodne ze stwierdzeniem podanym w pracy [7]. W szczególności z uzyskanych rezultatów wynika jednak, że wysuwanie wirnika z wnęki powoduje najbardziej korzystne rezultaty w zakresie wartości  $x/B_k = 0,08 \div 0,16$ . Szczególnie istotny jest zaobserwowany wzrost sprawności o około  $\Delta\eta = 0,08$ . Dalsze wysuwanie wirnika powodowało pogarszanie osiągniętych parametrów.

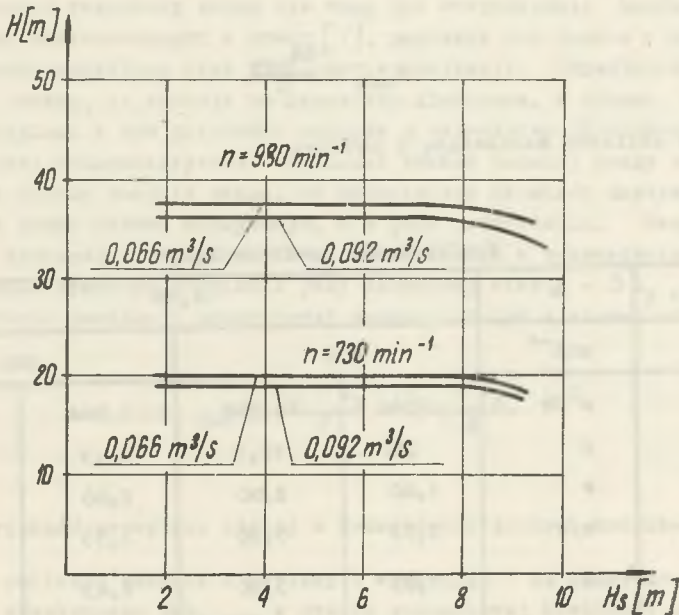
Uzyskane rezultaty stanowią podstawę do zainicjowania szerszych badań laboratoryjnych w tym zakresie. Nasuwają one również zastrzeżenia w stosunku do poglądów [1, 2, 8], o optymalnym rozwiązaniu konstrukcyjnym pomp o swobodnym przepływie, zgodnie z którymi wirnik powinien być całkowicie wsunięty we wnękę cylindryczną kadłuba ( $x = 0$ ).



Rys. 9. Wpływ wysunięcia wirnika z wnęki na parametry pracy pompy

### 2.3. Badania zdolności ssania pompy

Badania nad zdolnością ssania pompy prowadzono dławiając przepływ oleocy w przewodzie ssawnym zasuwą (przez co zmieniano wartość manometrycznej wysokości ssania  $H_g$ ) oraz utrzymując stałą wydajność pompy. Obserwowano przy tym ewentualne zmiany użytecznej wysokości podnoszenia pompy. Niektóre z uzyskanych rezultatów przytoczono na rys. 10. Jak widać z porównania krzywych kawitacyjnych wyznaczonych przy w przybliżeniu takich samych wydajnościach, opadanie charakterystyk  $H = f(H_g)$  w przypadku pracy pompy przy prędkości obrotowej  $n = 980 \text{ min}^{-1}$ , zapoczątkowuje się prędzej, niż w przypadku prędkości obrotowej  $n = 730 \text{ min}^{-1}$ . Należy zaznaczyć, że w obszarze zapoczątkowywania się kawitacji pompa pracowała spokojnie, bez drgań i trzasków, a parametry pracy nie ulegały przypadkowym wahanom i zmianom.



Rys. 10. Charakterystyki ssania  $H = f(H_s)$  badanej pompy

Aby dokonać oceny własności ssawnych pompy o swobodnym przepływie obliczono wartości kawitacyjnego wyróżnika szybkobieżności [5] określonego wzorem:

$$K_{s\ oav} = \frac{n \cdot Q^{1/2}}{(\Delta h_{oav})^{3/4}} \quad (5)$$

gdzie:

$\Delta h_{oav}$  – antykawitacyjna wymagana nadwyżka wysokości ciśnienia pompy określona zależnością:

$$\Delta h_{oav} = \frac{p_s - p_v}{\rho} + \frac{v_s^2}{2g} \quad (6)$$

w której:

- $p_s$  – ciśnienie bezwzględne w króćcu dopływowym (ssawnym) pompy,
- $p_v$  – ciśnienie pary nasyconej pompowanej cieczy,
- $v_s$  – prędkość przepływu cieczy w króćcu dopływowym (ssawnym) pompy.

Obliczono również krytyczne wartości współczynnika kawitacji  $\sigma_{oav}$ , z zależności:

$$\sigma_{oav} = \frac{\Delta h_{oav}}{H} \quad (7)$$

Rezultaty obliczeń zestawiono w tabelicy 1.

Tabela 1

## Wyniki badań kawitacyjnych

$P_v/f$	n	0,28			
		730		980	
n	min <sup>-1</sup>	730		980	
Q	m <sup>3</sup> /s	0,066	0,092	0,066	0,092
H	m	20	19,5	37,5	36
$P_s/f$	m	1,60	2,00	2,00	2,30
$\sigma_s$	m/s	3,73	5,20	3,73	5,20
$\Delta h_{oav}$	m	2,03	3,10	2,43	3,40
$n_{s oav}$		111	94	130	119
$\Delta h_p oav$	m	0,54	0,25	0,94	0,55
$\sigma_{oav}$		0,101	0,159	0,065	0,094
S		1,23	0,88	1,69	1,41

Zestawiając rezultaty obliczeń przytoczono również wartości wyróżnika ssania S [7], określonego wzorem:

$$S = \left(\frac{n}{100}\right)^2 \frac{Q}{\Delta h_{oav}^{3/2}} \quad (8)$$

Jak wynika z analizy uzyskanych wartości współczynników  $\sigma_{oav}$  zmniejszają się one ze wzrostem prędkości obrotowej, a więc wpływ prędkości obrotowej jest w tym przypadku podobny jak w przypadku konwencjonalnych pomp krętnych [4].

Natomiast antykawitacyjna nadwyżka wysokości ciśnienia pompy wzrasta w miarę zwiększania się prędkości obrotowej, co wskazywałoby na wzrost wrażliwości pompy na zjawisko kawitacji. Uzyskane wartości kawitacyjnych wyróżników szybkobieżności są zbliżone do wartości właściwych wolnobieżnym pompom odśrodkowym [5].

Przytoczone rezultaty badań nie mogą być bezpośrednio konfrontowane z rezultatami zamieszczonymi w pracy [7], ponieważ nie podano w niej bliżej w jaki sposób określono stan wystąpienia kawitacji. Określenie takie ma charakter umowny, co rzutuje na rezultaty ilościowe. W ramach niniejszej pracy postąpiono w tym przypadku zgodnie z zaleceniem PN-65/M-44002.

Aby lepiej scharakteryzować własności ssawne badanej pompy o swobodnym przepływie należy zwrócić uwagę, że najmniejszy przekrój dopływowy występuje nie w samym króćcu dopływowym, a w jego przewężeniu. Uwzględniając ten fakt, wysokość nadwyżki ciśnienia absolutnego w przewężeniu dopływu kadłuba ponad wysokość ciśnienia pary nasyconej cieczy -  $\Delta h_{p\ oav}$ , w chwili wystąpienia kawitacji początkowej można obliczyć z wzoru:

$$\Delta h_{p\ oav} = \frac{p_s - p_v}{\rho} - \frac{c_o^2 - c_s^2}{2g} \quad (9)$$

gdzie:

$c_o$  - prędkość przepływu cieczy w przewężeniu dopływu kadłuba.

Wyniki obliczeń zawarte w tabelicy 1 wskazują, że nadwyżka wysokości ciśnienia absolutnego  $\Delta h_{p\ oav}$  w stanie początkowej kawitacji osiąga bardzo małe wartości (znacznie poniżej 1 m). W przypadku konwencjonalnych pomp krętych, są one znacznie wyższe, ponieważ przy zbliżonych wartościach  $\Delta h_{oav}$ , udział wysokości prędkości jest znacznie mniejszy, ze względu na relatywnie niskie wydajności.

Przeprowadzone badania potwierdzają więc w pełni tezę o bardzo dobrych własnościach ssawnych pomp o swobodnym przepływie. Wskazują one jednak, że samo zapoczątkowanie wpływu zjawiska kawitacji na parametry pracy jest zbliżone do występującego w konwencjonalnych wolnobieżnych pompach krętych, natomiast późniejszy rozwój zjawiska ma znacznie korzystniejszy wpływ w przypadku pomp o swobodnym przepływie. Pełniejsze wyjaśnienie tego problemu stać się może jednak możliwe dopiero po przeprowadzeniu obszernych systematycznych badań.

### 3. Ocena własności badanej pompy w konfrontacji z konwencjonalnymi pompami krętymi

Na podstawie danych dostarczonych przez producenta oraz na podstawie własnych pomiarów stwierdzono, że przy prędkości obrotowej  $n = 980 \text{ min}^{-1}$  optymalne parametry pracy pompy oraz odpowiadające im wyróżniki bezwymiarowe odpowiednio wynoszą:

$$Q = 6 \text{ m}^3/\text{min}, \quad \xi_Q = 1,8 \cdot 10^{-2}$$

$$H = 36 \text{ m}, \quad \xi_H = 0,99$$

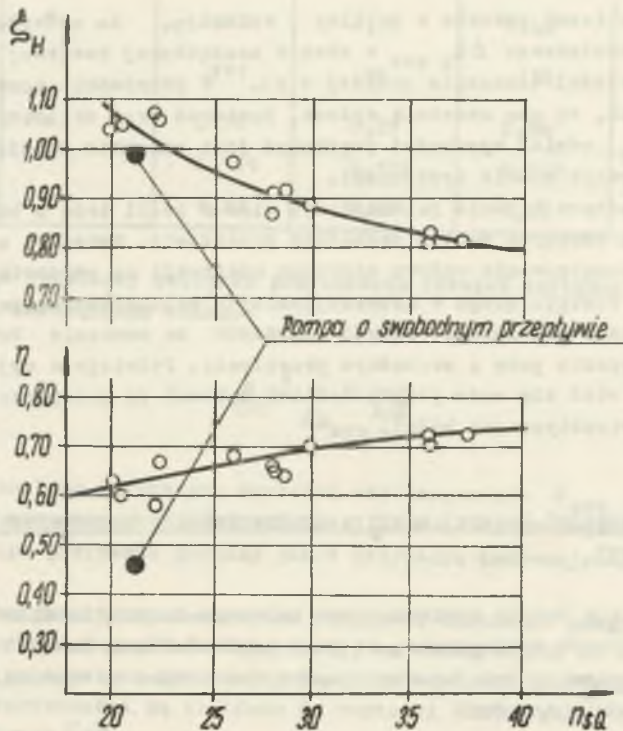
$$\eta = 0,46$$

Kinematyczny wyróżnik szybkobieżności pompy określony wzorem

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

wynosi  $n_{sQ} = 21$ .

Wartość wyróżnika szybkobieżności wskazuje, że zgodnie z kryteriami podziału konwencjonalnych pomp krętych, badana pompa znajduje się na pograniczu pomp wolnobieżnych i normalnobieżnych. O niskim stosunkowo wyróżniku szybkobieżności badanej pompy decydują relatywnie małe szerokości łopatek i kadłuba w stosunku do średnicy zewnętrznej wirnika (odpowiednio  $B_w/D_w = 0,077$  i  $B_k/D_w = 0,241$ ).



Rys. 11. Porównanie parametrów pracy osiąganych przez badaną pompę o swobodnym przepływie i konwencjonalne pompy odśrodkowe z wirnikami kanałowymi

Aby porównać parametry pracy badanej pompy z parametrami pracy pomp krętych podobnego przeznaczenia, przeprowadzono analizę optymalnych parametrów pracy pomp krętych z wirnikami kanałowymi, typu KA, PC i ONW [10]. Zależności wyróżników wysokości podnoszenia  $\xi_H$  i sprawności od wyróżnika szybkobieżności  $n_{gQ}$ , przedstawiono dla analizowanych pomp na rys. 11. Z przytoczonych tam danych wynika, że badana pompa o swobodnym przepływie osiąga zbliżoną do pomp krętych z wirnikami kanałowymi wartość wyróżnika  $\xi_H$ , natomiast ustępuje im wyraźnie pod względem sprawności (różnica w granicach  $10 \div 20$  procent).

Pompy o swobodnym przepływie posiadają jednak szereg innych korzystnych własności uzasadniających celowość ich stosowania.

W porównaniu z konwencjonalnymi pompami krętymi, pompy o swobodnym przepływie przy takich samych parametrach pracy odznaczają się znacznie obszerniejszymi przekrojami przepływowymi. Minimalny wymiar liniowy ograniczający możliwość przepompowania ziarna oiała stałego o teoretycznie równej mu średnicy, jest w przypadku pompy o swobodnym przepływie kilkakrotnie większy.

Przy założeniu maksymalnej średnicy ziarna oiała stałego możliwe jest skonstruowanie pompy o swobodnym przepływie o stosunkowo małej wydajności. Interesujące porównanie parametrów pracy pomp krętych z wirnikami kanałowymi i pomp o swobodnym przepływie zawiera praca [8].

Odmienność zasady działania sprawia, że trwałość pomp o swobodnym przepływie w porównaniu z konwencjonalnymi pompami krętymi pracującymi w takich samych warunkach, jest około dwukrotnie większa [3]. Ziarna oiał stałych w większości są odrzucone pod działaniem siły odśrodkowej do wnętrza kadłuba i nie stykają się z łopatkami wirnika, omijają go. Innych istotnych zalet pomp o swobodnym przepływie można upatrywać w:

- prostocie rozwiązania konstrukcyjnego wirnika i kadłuba, umożliwiające go gumowanie i stosowanie bardzo trudno obrabialnych tworzyw [1, 3],
- niezawodności działania,
- stosunkowo niewielkich gabarytów i ciężarze,
- daleko posuniętej możliwości typizacji i unifikacji [4],
- niewrażliwości na kawitację w stanie zaozątkowym,
- spokojnej pracy (bez drgań i nadmiernego hałasu).

Badania laboratoryjne pomp modelowych o swobodnym przepływie przeprowadzone w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej wykazały [6], że istnieją możliwości znacznego polepszenia parametrów pracy tych pomp, a w szczególności zwiększenia ich sprawności w granicach do 10 procent. Wiąże się to głównie ze znacznym zwiększeniem szerokości łopatek wirników i właściwym doborem szerokości kadłuba pompy. Zmiany te powodują również zwiększenie wyróżnika szybkobieżności pompy.

#### 4. Wnioski

W wyniku przeprowadzonych studiów i badań można stwierdzić, że:

- pompy o swobodnym przepływie odznaczają się szeregiem korzystnych zalet uzasadniających ich praktyczne wykorzystanie,
- istnieją możliwości znacznego polepszenia ich parametrów pracy, a szczególnie sprawności, między innymi poprzez wysunięcie wirnika z wnęki kadłuba,
- pompy o swobodnym przepływie posiadają bardzo dobre własności ssawne, a w zakresie pracy bezkawitacyjnej podlegają ściśle prawom podobieństwa.

Dalsze prace naukowo-badawcze nad pompami o swobodnym przepływie powinny uwzględniać następujące kierunki:

- badania wpływu wysunięcia wirnika z wnęki kadłuba pompy,
- badania własności ssawnych przy zróżnicowaniu geometrycznych cech konstrukcyjnych pompy,
- badania trwałości elementów przepływowych pomp o swobodnym przepływie w warunkach hydraulicznego transportu węgla i piasku.

#### LITERATURA

- [1] Egger E.: Einsatz von TURB-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schleissende Fördergüter, Internationale Symposium PUMPEN UND VERDICHTER, 1967, Leipzig.
- [2] Grabow G.: Untersuchung der Energieübertragung des Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungsmessungen, Maschinenbautechnik, Heft 2, 1970.
- [3] Grabow G.: Einsatz von Freistrompumpen zur Förderung abrasiver Medien, Pumpen und Verdichter - Informationen, Heft 1, 1970.
- [4] Krisan F.: Neue Erkenntnisse im Kreiselpumpenbau, VDI - Zeitschrift, Bd. 95, 1953.
- [5] Łazarkiewicz Sz., Truskolański A.T.: Pompy wirkowe, WNT, Warszawa, 1968.
- [6] Rokita J.: Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pomp krętnych o swobodnym przepływie, Rozprawa doktorska, Gliwice, 1970.
- [7] Rüttschi C.: Die Arbeitsweise von Freistrompumpen, Schweizerische Bauzeitung, Heft 32, 1968.
- [8] Wegener G.: Förderung von Ablaufwasser und viskosen Flüssigkeiten, Pumps-Pompes-Pumpen, Nr 15, 1967.
- [9] Zarzycki M.: Zagadnienie pomp w krajowym przemyśle węglowym, Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej "Energetyka", zeszyt 27, Gliwice, 1967/68.
- [10] Zabrzeńska Fabryka Maszyn Górniczych, Katalog Pomp, Zabrze, 1968.



ИССЛЕДОВАНИЯ, ВЫПУСКАЕМОГО СЕРИЙНО, ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА  
СВОБОДНОГО ТЕЧЕНИЯ

## Р е з ю м е

Обсуждены конструктивное решение, принцип действия центробежных насосов свободного течения, а также указано техническую характеристику серийно выпускаемого насоса, предназначенного для исследований. Представлены результаты исследований влияния скорости вращения и выдвижения рабочего колеса из паза цилиндра на параметры работы насоса. Опираясь на полученные результаты сделано оценку всасывающей способности насоса. Проведено сравнение насосов свободного течения с традиционными центробежными насосами. Указаны направления дальнейших исследований.

INVESTIGATIONS CONCERNING ROTODYNAMIC PUMPS  
WITH A FREE FLOW, PRODUCED SERIALLY

## S u m m a r y

The paper discusses the constructional solution of rotodynamic pumps with a free flow as well as the principles of their operation. A technical description of this serially produced pump, set out for investigations is provided. The author presents of investigations concerning the influence of the rotational speed and the protrusion of the rotor from the cavity of the body upon the working parameters of the pump. Basing on the obtained results, the sucking power of the pump was evaluated. A comparison has been carried out between pumps with a free flow, on the one hand, and rotodynamic pumps, on the other. The trend of further investigations has been suggested.