ISSN 1733-8670

ZESZYTY NAUKOWE NR 10(82)
AKADEMII MORSKIEJ
W SZCZECINIE

IV MIĘDZYNARODOWA KONFERENCJA NAUKOWO-TECHNICZNA
EXPLO-SHIP 2006

Adam Komorowski

Analiza strat ciśnieniowych w kanałach pompy MP-05

Słowa kluczowe: pompy wyporowe, mechanika płynów, badania pomp, straty ciśnieniowe przepływu

W pracy opisano prototyp nowego rodzaju pompy oraz wyniki badań strat ciśnieniowych w kanałach takiej pompy. Uzyskane wyniki mogą być wykorzystane przy projektowaniu pompy.

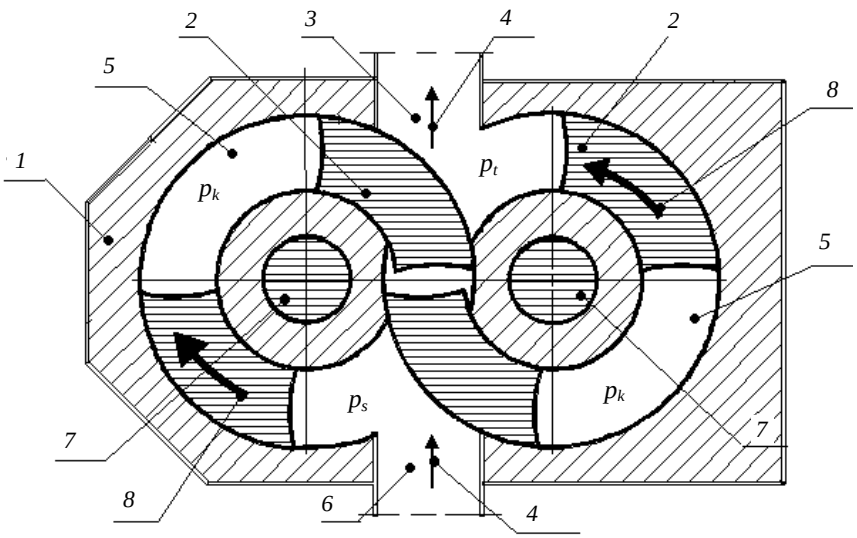
Analysis of Pressure Losses in MP-05 Pump Spaces

Key words: constant capacity pumps, fluid mechanics, pump research, flow pressure losses

In the following paper a prototype of a new kind of constant capacity pump with pistons rotating in toroidal space has been presented. Some of the results, i.e. analysis of pressure losses in the new type of pump have been described. The results of the experiment can be applied while designing such a pump.

Wstęp

W pracy przedstawiono część teoretycznych badań strat ciśnieniowych w kanałach nowego typu pompy wyporowej z wirującymi tłokami według patentu [3]. Konfigurację geometryczną pompy przedstawiono na rysunku 1.



Rys. 1. Pompa wyporowa z wirującymi tłokami: *1* – korpus pompy, *2* – tłoki w postaci segmentów torusa, *3* – otwór tłoczny, *4* – kierunek przepływu czynnika pompowanego, *5* – przestrzenie robocze, *6* – otwór ssawny, *7* – wałki łożyskowane w korpusie, *8* – kierunki obrotu wałków z tłokami, p_S – ciśnienie w komorze ssania, p_t – ciśnienie w komorze tłoczenia, p_k – ciśnienie w komorze roboczej

Fig. 1. A constant capacity pump with rotating pistons

Istota nowości konstrukcji polega na tym, że pompa ma korpus (*1*) z wykonanymi wewnątrz toroidalnymi przestrzeniami roboczymi (*5*), w których pasowane są obrotowo tłoki (*2*) w postaci segmentów torusa o przekroju prostokątnym. Toroidalne przestrzenie robocze przenikają się, a poruszające się w nich tłoki nie stykają się wzajemnie. Czynnik roboczy doprowadzany jest i odprowadzany otworami (*6*), (*3*).

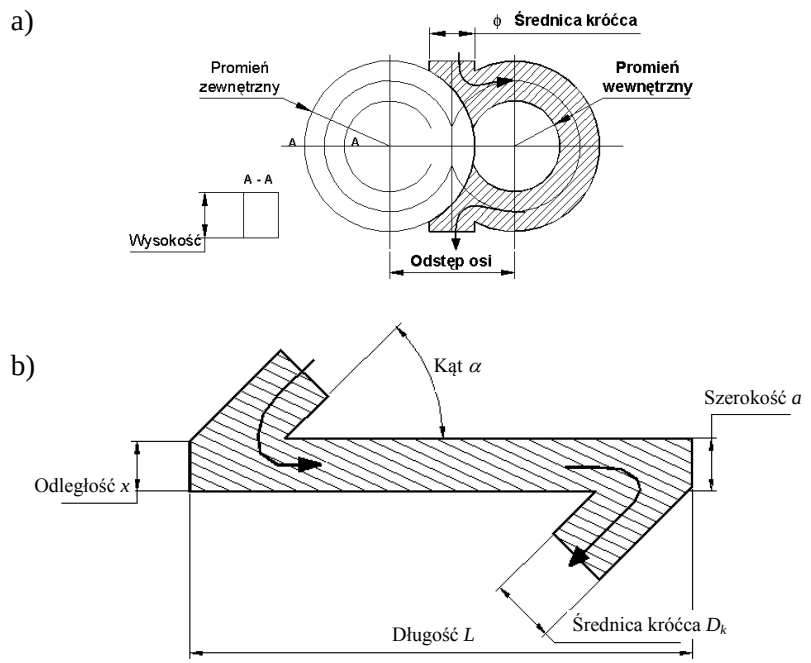
Tłoki, połączone z wałkami (*7*) ułożyskowanymi w korpusie, obracają się zgodnie z kierunkiem strzałek (*8*), a ich ruch jest synchronizowany za pomocą przekładni. Sposobu połączenia tłoków z wałkami oraz przekładni synchronizującej nie pokazano na rysunku 1.

Opisany prototyp pompy teoretycznie charakteryzuje się równomiernym strumieniem masy przepływającej cieczy i dużą wydajnością w stosunku do wymiarów gabarytowych.

W celu wyznaczenia oporów przepływu cieczy w badanej pompie przeprowadzono obliczeniowe badania porównawcze oporów przepływu cieczy przez wycinek torusa o przekroju prostokątnym, występujący w zbudowanym prototypie, oraz badania w odcinku przewodu prostego o takich samych wymiarach poprzecznych. Warunki wpływu i wypływu cieczy z przestrzeni torusa i z odcinka prostego nie są całkowicie jednakowe i są przybliżone.

W celu oceny strat ciśnieniowych w kanałach torusa i w odcinku prostym opracowano program komputerowy. Program ten oblicza opory przepływu w zależności od parametrów geometrycznych wycinka torusa i odcinka prostego.

Konfigurację geometryczną obu przypadków przedstawiono na rysunku 2.



Rys. 2. Konfiguracja geometryczna: a) wycinka torusa, b) odcinka prostego
Fig. 2. Geometrical configuration of: a) sector of the toroidal space, b) straight section

Do obliczeń wykorzystano zależności na współczynniki strat ciśnieniowych z uwzględnieniem parametrów geometrycznych przewodu [2]. Współczynniki te określono funkcjami uwzględniającymi zmiany parametrów geometrycznych w takim zakresie, w jakim mogą się one zmieniać dla wybranych konfiguracji.

Ogólna funkcja całkowitych strat przepływu ($\Delta p_{\text{całk.}}$) ma następującą strukturę [4]:

$$\Delta p_{\text{całk.}} = \sum_{i=1}^{n} \Delta p_{SM}\left(\zeta_i, x_i, \varepsilon_i, v_i\right) + \sum_{j=1}^{m} \Delta p_{STR}\left(\zeta_j, y_j, \varepsilon_j, v\right) \tag{1}$$

gdzie:

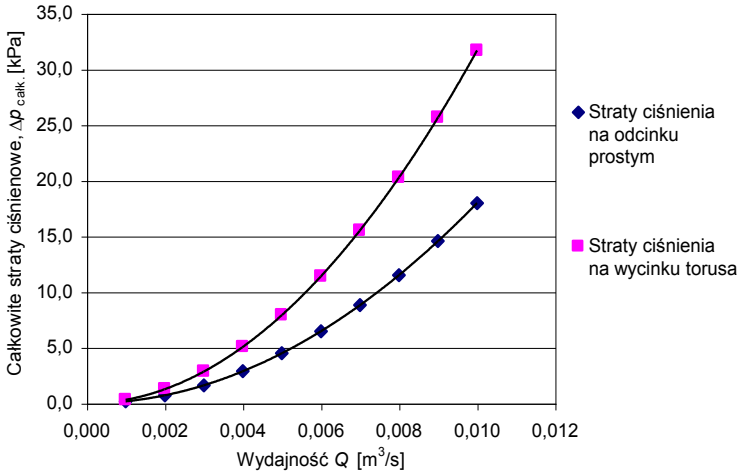
Δp_{SM} – straty miejscowe; są funkcją następujących wielkości:
- ζ_i – współczynniki oporu przepływu w danej przeszkodzie,
- x_i – grupa parametrów geometrycznych charakteryzująca przeszkodę,
- ε_i – grupa parametrów fizycznych cieczy,
- v_i – prędkość przepływu przed przeszkodą;

Δp_{STR} – straty wynikające z tarcia na odcinkach o takich samych parametrach przekroju; są funkcją następujących wielkości:
- ζ_j – współczynniki oporu przepływu,
- y_j – grupa parametrów geometrycznych charakteryzująca przekrój oraz długość przewodu,
- ε_j – grupa parametrów fizycznych cieczy,
- v – średnia prędkość przepływu na całej długości przewodu o takich samych parametrach przekroju.

W oparciu o powyższą funkcję zbudowano algorytm numeryczny, który został wykorzystany w programie TORUS. Algorytm uwzględnia rodzaj przepływu (uwarstwiony bądź burzliwy) i wprowadza odpowiednie zależności funkcyjne.

W celu właściwego obliczenia sumarycznych strat miejscowych w rozpatrywanych przypadkach, odpowiednio sklasyfikowano rodzaje przeszkód występujących w poszczególnych przypadkach i obliczono kolejne współczynniki strat ζ oraz prędkości przed przeszkodami. Prędkości te obliczono w ten sposób, że najpierw, wychodząc z założonej wydajności, obliczono prędkość średnią początkową [6], a następnie, w przypadku zmian przekroju, obliczano kolejne prędkości stosując prawo ciągłości strugi [4].

Wyniki obliczeń strat ciśnieniowych przepływu przez odcinek prosty i wycinek torusa, otrzymane z programu TORUS, przedstawiono na rysunku 3.



Rys. 3. Wyniki obliczeń całkowitych strat ciśnieniowych przepływu przez odcinek prosty i wycinek torusa otrzymane z programu TORUS
Fig 3. Total pressure losses of the flow through a straight section and a toroidal space sector calculated by the TORUS program

Wnioski

1. Stworzony w oparciu o algorytm do obliczania strat ciśnieniowych program TORUS został poprzez późniejsze badania eksperymentalne zweryfikowany pozytywnie. Program ten może być wykorzystany do wyznaczania sprawności energetycznej pompy, przy różnych jej parametrach geometrycznych, oraz do wyznaczania jej charakterystyk eksploatacyjnych [7].
2. Wstępna analiza wyników wskazuje, że największe straty ciśnieniowe mają miejsce na dopływie i odpływie z pompy. Straty wynikające z zakrzywienia przestrzeni roboczej w porównaniu z odcinkiem prostym nie są duże [4].

Literatura

1. Bukowski J., *Mechanika płynów*, PWN, Warszawa 1975.
2. Crowe C.T., Roberson J.A., *Engineering Fluid Mechanics*, Houghton Mifflin Company, Boston USA 1975.
3. Kuźniewski B., *Urządzenie do przetwarzania energii*, Patent Polski Nr 130112.

4. Kuźniewski B., Komorowski A., *Modelowanie nowego typu pompy wyporowej*, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki Stosowanej Politechniki Śląskiej Nr 9/1999, Gliwice 1999, s. 105 – 110.
5. Puzyrewski R., *Podstawy mechaniki płynów*, Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, Szczecin 1977.
6. Puzyrewski R., Sawicki J., *Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki*, PWN, Warszawa 1987.
7. Stępniewski M., *Pompy*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1985.

Wpłynęło do redakcji w lutym 2006 r.

Recenzent

dr hab. inż. Zygmunt Paszota, prof. PS

Adres Autora

mgr inż. Adam Komorowski
Akademia Morska w Szczecinie
Instytut Nauk Podstawowych Technicznych
70-500 Szczecin, ul. Wały Chrobrego 1-2