

# Symulacja i badania doświadczalne strat hydraulicznych przepływowej maszyny energetycznej z tłokami wirującymi

## Simulation and experimental research of hydraulic losses of an energy converting machine with piston rotating

KRZYSZTOF NOZDRZYKOWSKI  
ADAM KOMOROWSKI\*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.12.563

Opisano budowę i zasady funkcjonowania prototypu nowego rodzaju przepływowej maszyny energetycznej z tłokami wirującymi w przestrzeniach toroidalnych. Przedstawiono wyniki badań symulacyjnych i doświadczalnych oporów przepływu cieczy w zaprezentowanym prototypie urządzenia. Dokonano oceny porównawczej wyników badań symulacyjnych i doświadczalnych z zastosowaniem rachunku korelacyjnego i całkowego.

**SŁOWA KLUCZOWE:** pompa rotacyjna, badania symulacyjne, straty hydrauliczne

*Described are the construction and principles of operation of a prototype energy converting machine, a flow machine with pistons rotating in toroidal spaces. The results of simulation and experimental tests of liquid flow resistance in the presented prototype machine are compared, with the assessment making use of correlation and integral calculus.*

**KEYWORDS:** rotary pump, simulation test, hydraulic losses

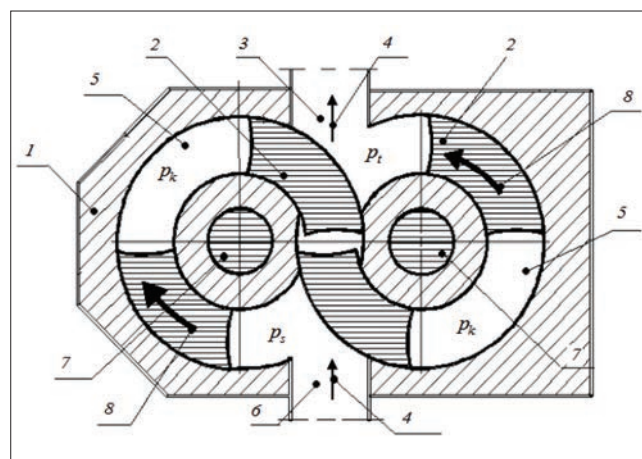
Silnik hydrauliczny jest przepływową maszyną energetyczną, w której następuje proces zamiany energii ciśnienia strumienia cieczy na energię mechaniczną (np. na ruch obrotowy wału wyjściowego). Zasada działania silnika hydraulicznego jest odwróceniem zasady działania pompy wyporowej. Teoretycznie więc każda pompa wyporowa może pracować jako silnik hydrauliczny i na odwrót. W większości przypadków konstrukcje tych urządzeń nie różnią się od siebie lub różnią się nieznacznie.

Specyficznym przykładem maszyny energetycznej jest pompa wyporowa z wirującymi tłokami. W Instytucie Podstawowych Nauk Technicznych Akademii Morskiej w Szczecinie opracowano konstrukcję i wykonano prototyp nowej generacji pompy rotacyjnej o roboczym oznaczeniu M-05, w której wykorzystano zasadę działania sprężarki rotacyjnej. Istota rozwiązania jest zawarta w opisie zgłoszenia patentowego [7]. Jednym z etapów weryfikacji funkcjonowania opracowanej wersji pompy były badania analityczne i doświadczalne oporów przepływu cieczy w przestrzeni roboczej pompy, których wyniki są prezentowane w tym artykule. Badania te prowadzone były w kierunku optymalizacji kształtu przestrzeni roboczej pompy, aby zminimalizować straty przepływu.

### Budowa maszyny energetycznej

Nowość w rozwiązaniu konstrukcyjnym pompy (rys. 1) polega na tym, że urządzenie ma korpus (1) z wewnątrz-

nymi 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 ze sobą. Czynnik roboczy jest doprowadzany i odprowadzany otworami (3 oraz 6). Tłoki są połączone z wałkami (7) ułożyskowanymi w korpusie i 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. Opisany prototyp pompy teoretycznie charakteryzuje się równomiernym strumieniem masy przepływającej cieczy i dużą wydajnością w stosunku do wymiarów gabarytowych.



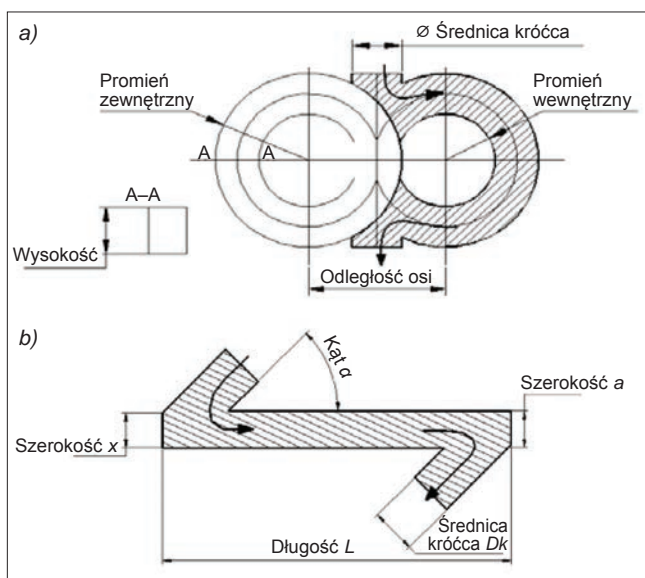
Rys. 1. Pompa wyporowa z wirującymi tłokami

Urządzenie może działać jako pompa albo silnik hydrauliczny o dużej wydajności. Konstrukcja prototypu jest zmieniana i udoskonalana w trakcie badań. Jednym z etapów tych badań była wspomniana wcześniej ocena porównawcza oporów przepływu czynnika w przestrzeniach roboczych maszyny energetycznej.

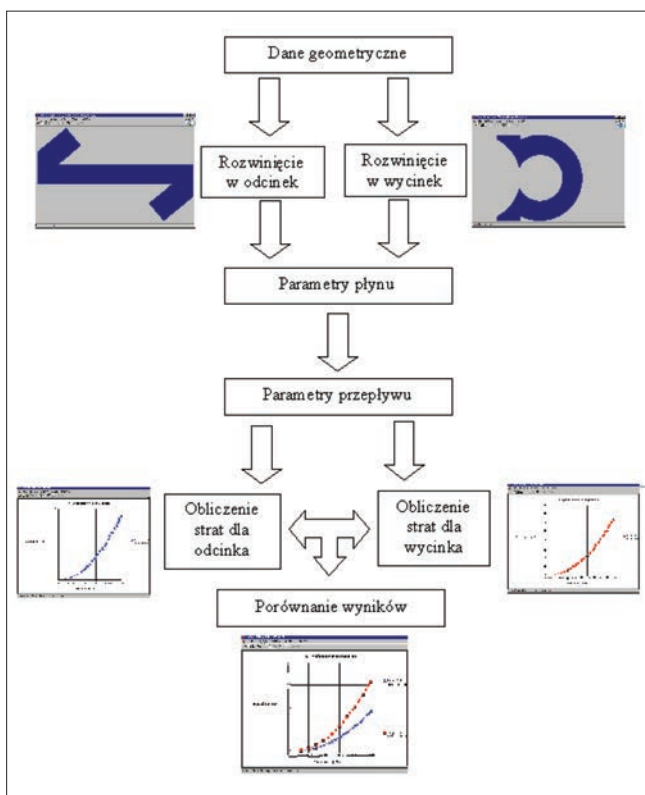
### Badania analityczne i doświadczalne

Aby wyznaczyć teoretyczne wartości oporów przepływu cieczy w różnych miejscach przestrzeni roboczej badanej pompy, przeprowadzono obliczenia oporów przepływu cieczy przez wycinek torusa o przekroju prostokątnym (występujący w zbudowanym prototypie) oraz na odcinku przewodu prostego o takich samych wymiarach przekroju poprzecznego. Obliczenia teoretyczne realizowano w opracowanym programie komputerowym TORUS. Program ten oblicza opory przepływu w zależności od parametrów geometrycznych wycinka torusa i odcinka prostego. Konfigurację geometryczną obu przypadków przedstawiono na rys. 2.

\* Dr hab. inż. Krzysztof Nozdrzykowski prof. AM w Szczecinie (k.nozdrzykowski@am.szczecin.pl), mgr inż. Adam Komorowski (a.komorowski@am.szczecin.pl) – Wydział Mechaniczny, Instytut Podstawowych Nauk Technicznych Akademii Morskiej w Szczecinie



Rys. 2. Konfiguracja geometryczna: a) wycinka torusa, b) odcinka prostego



Rys. 3. Algorytm obliczeń strat przepływu dla odcinka prostego i wycinka torusa

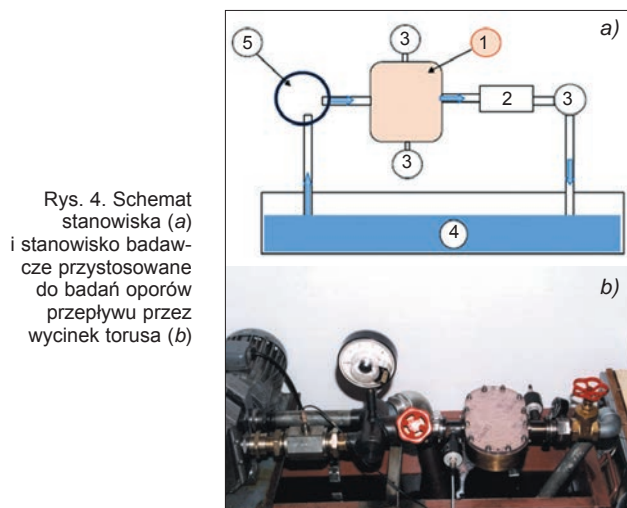
Na rys. 3 zaprezentowano algorytm obliczeń strat przepływu dla obu kształtów. Do obliczeń wykorzystano zależności na współczynniki strat przepływu z uwzględnieniem parametrów geometrycznych przewodu [2–4]. Współczynniki te przybliżono funkcjami uwzględniającymi zmiany parametrów geometrycznych w takim zakresie, w jakim mogą się one zmieniać w wybranych konfiguracjach. Przyjęto, że ogólna funkcja strat przepływu ma postać:

$$h_{\text{Całkowite}} = \sum_{i=1}^n h_{SM}(\zeta_i, x_i, \varepsilon_i, v_i) + \sum_{j=1}^m h_{STR}(\zeta_j, y_j, \varepsilon_j, v) \quad (1)$$

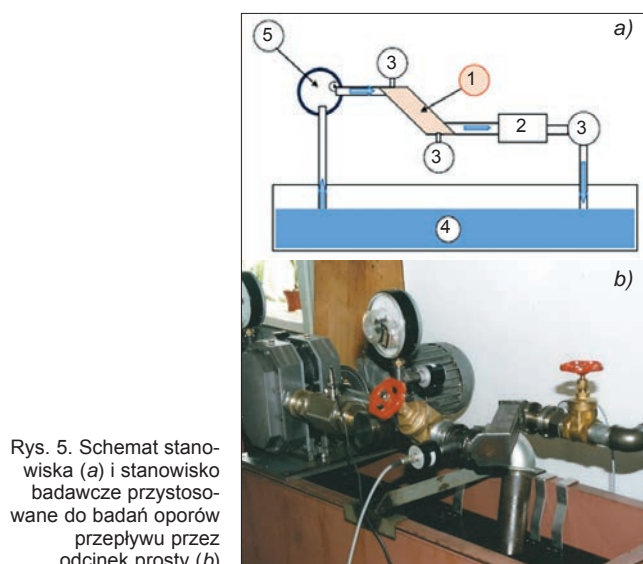
gdzie:

- $h_{SM}$  – straty na przeszkodach miejscowych, będące funkcją takich wielkości, jak:  $\zeta_i$  – współczynniki oporu przepływu na danej przeszkodzie,  $x_i$  – grupa parametrów geometrycznych charakteryzująca przeszkodę,  $\varepsilon_i$  – grupa parametrów fizycznych cieczy,  $v_i$  – prędkość przepływu na przeszkodzie;
- $h_{STR}$  – straty wynikające z tarcia na odcinkach o takich samych parametrach przekroju, będące funkcją takich wielkości, jak:  $\zeta_j$  – współczynniki oporu przepływu,  $y_j$  – grupa parametrów geometrycznych charakteryzująca przekrój oraz długość przewodu,  $\varepsilon_j$  – grupa parametrów fizycznych cieczy,  $v$  – średnia prędkość przepływu na całej długości przewodu o takich samych parametrach przekroju.

Na podstawie tej funkcji zbudowano algorytm obliczeń numerycznych, który został zastosowany w programie TORUS. Algorytm uwzględnia i sprawdza rodzaj przepływu (laminarny bądź burzliwy) i w zależności od niego stosuje odpowiednie zależności funkcyjnych. Aby umożliwić właściwe obliczenie sumarycznych strat miejscowych w rozpatrywanych przypadkach, sklasyfikowano rodzaje występujących przeszkód, a następnie obliczono kolejne współczynniki strat  $\zeta$  i prędkości przepływu na przeszkodach. Prędkości na poszczególnych przeszkodach obliczono, przyjmując wstępnie średnią wartość prędkości początkowej (wychodząc z założonej wydajności) [5], a następnie w przypadku zmian przekroju obliczono kolejne prędkości z zastosowaniem prawa ciągłości strugi.



Rys. 4. Schemat stanowiska (a) i stanowisko badawcze przystosowane do badań oporów przepływu przez wycinek torusa (b)



Rys. 5. Schemat stanowiska (a) i stanowisko badawcze przystosowane do badań oporów przepływu przez odcinek prosty (b)

Ocenę rzeczywistych oporów przepływu przeprowadzono na specjalnie zbudowanym stanowisku badawczym. Stanowisko badawcze przystosowane do badania oporów przepływu na wycinku torusa (1 na rys. 4) lub odcinka prostego (1 na rys. 5) wyposażono w przepływomierz (2), czujniki ciśnienia (3) oraz pompę zasilającą (5) wymuszającą przepływ w układzie zamkniętym cieczy roboczej znajdującej się w zbiorniku (4). Wymiary poprzeczne oraz geometria wlotu i wylotu dla odcinka prostego były identyczne jak dla odcinka torusa. Długość odcinka prostego była równa obwodowi torusa.

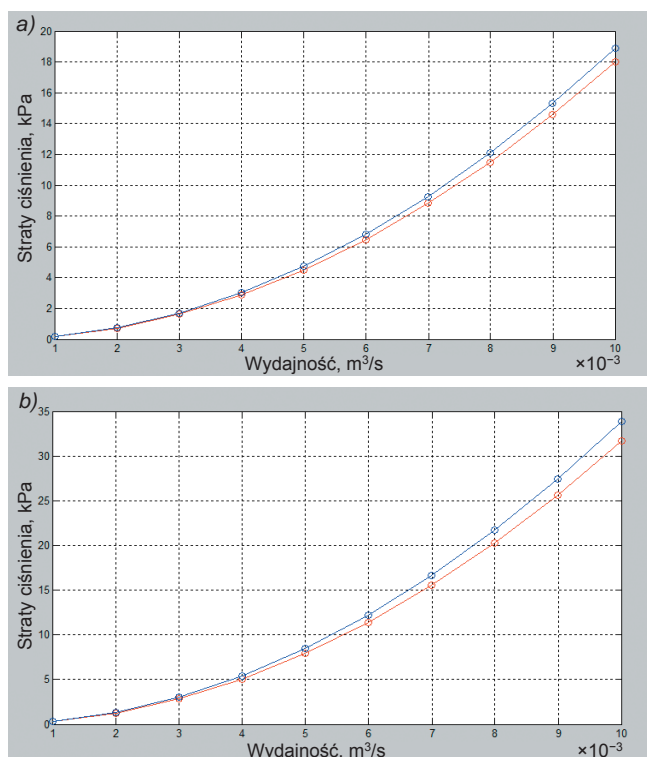
Obliczenia i pomiary realizowano w zakresie wydajności: 0,001–0,010 m<sup>3</sup>/s dla 10 punktów obliczeniowych przy następujących założeniach:

- krytyczna liczba Reynoldsa = 2000,
- chropowatość powierzchni przewodu = 0,03 mm,
- parametry geometryczne pompy: promień zewnętrzny = 75 mm, promień wewnętrzny = 40 mm, odstęp osi = 110 mm, wysokość = 50 mm, średnica króćca = 42 mm,
- parametry cieczy roboczej: gęstość = 961 kg/m<sup>3</sup>, lepkość dynamiczna = 0,001 Ns/m<sup>2</sup>.

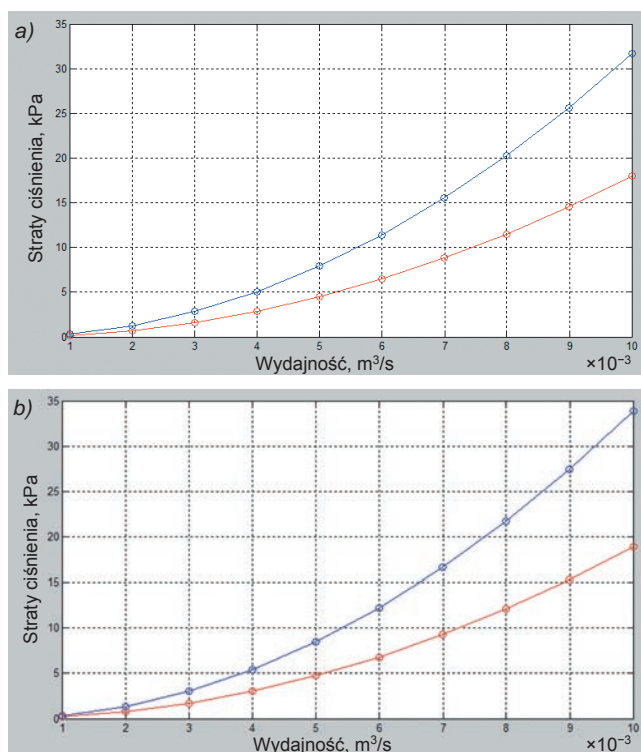
Wyniki obliczeń i pomiarów przedstawiono w tablicy oraz rys. 6 i 7.

**TABLICA. Wartości strat ciśnienia wyznaczone teoretycznie i doświadczalnie**

Wydajność, m <sup>3</sup> /s	Straty ciśnienia wyznaczone teoretycznie, kPa		Straty ciśnienia wyznaczone doświadczalnie, kPa	
	odcinek prosty	wycinek torusa	odcinek prosty	wycinek torusa
0,001	0,1798	0,3167	0,189	0,339
0,002	0,7192	1,267	0,75516	1,35569
0,003	1,618	2,851	1,6989	3,05057
0,004	2,877	5,068	3,02085	5,42276
0,005	4,495	7,919	4,71975	8,47333
0,006	6,473	11,400	6,79665	12,19800
0,007	8,810	15,520	9,25050	16,60640
0,008	11,500	20,270	12,07500	21,68890
0,009	14,560	25,660	15,28800	27,45620
0,010	17,980	31,670	18,87900	33,88690



Rys. 6. Wyniki obliczeń (kolor czerwony) i badań doświadczalnych (kolor niebieski) strat przepływu dla: a) wycinka torusa, b) odcinka prostego



Rys. 7. Straty przepływu dla wycinka torusa (kolor niebieski) i odcinka prostego (kolor czerwony) otrzymane z: a) obliczeń teoretycznych, b) badań doświadczalnych

### Ocena porównawcza wyników badań

Ocenę porównawczą wyników badań teoretycznych i doświadczalnych przeprowadzono z zastosowaniem rachunku korelacyjnego. Stopień zależności pomiędzy wynikami badań określono za pomocą współczynnika liniowej korelacji Pearsona. Wartość współczynnika korelacji wzajemnej pomiędzy wynikami badań strat teoretycznych i doświadczalnych dla odcinka torusa i odcinka przewodu prostego była wysoka – wyniosła 0,9998. W ten sposób została potwierdzona poprawność zastosowanego aparatu matematycznego i programu obliczeniowego oraz przydatność tego ostatniego do przeprowadzenia optymalizacji szczegółów konstrukcyjnych pompy.

Określono też stopień różnicy pomiędzy wynikami badań zgodnie z zależnością:

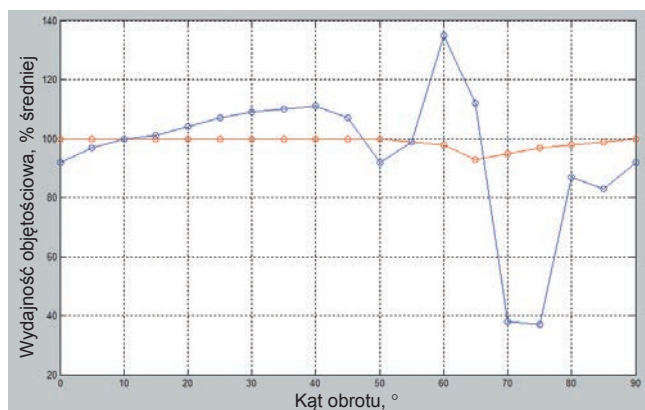
$$D = \sqrt{\frac{1}{(x_2 - x_1)} \int_{x_1}^{x_2} [f_2(x) - f_1(x)]^2 dx} \quad (2)$$

gdzie:  $f_2(x)$ ,  $f_1(x)$  – porównywane funkcje;  $x_2$ ,  $x_1$  – granice całkowania.

Ta różnica odniesiona do wartości obliczeniowych umożliwia (po wyrażeniu wyników badań w postaci wielomianów) określenie z kolei procentowej różnicy pomiędzy wynikami badań symulacyjnych i doświadczalnych, jak również procentowej różnicy oporów przepływu na wycinku torusa i odcinka prostym.

Obliczenia wykazały różnicę wyników badań w granicach (5–7)%, potwierdzając wysoką zgodność wyników badań teoretycznych i doświadczalnych (rys. 6). Wykazały również wzrost o 42,56% strat ciśnienia przepływu na wycinku torusa w stosunku do oporów przepływu przez odcinek prosty wyznaczony w oparciu o wyliczenia teoretyczne i o 43,96% w stosunku do oporów przepływu przez odcinek prosty wyznaczony w oparciu o pomiary

doświadczalne (rys. 7). Wskazuje to na konieczność dalszej optymalizacji kształtu przestrzeni roboczej pompy, zwłaszcza jej wlotu i wylotu. Należy jednak podkreślić, że sumaryczne straty ciśnienia w przestrzeni roboczej pompy w stosunku do jej osiągow i parametrów pracy są niewielkie [1]. Pompę charakteryzuje stała wydajność, co potwierdzono badaniami porównawczymi prototypu pompy i pompy o podobnej konstrukcji, ale o zdecydowanie większych gabarytach i wymagającej stosowania specjalnych uszczelnień (firmy Vogelsang, rys. 8).



Rys. 8. Wydajność pompy M-05 (kolor czerwony) i pompy rotacyjnej firmy Vogelsang (kolor niebieski)

## Podsumowanie

- Wysoka zgodność wyników badań porównawczych świadczy o poprawności zastosowanego aparatu matematycznego i opracowanego programu obliczeniowego.
- Największy udział procentowy w całości strat przepływu mają straty na wlocie do pompy i wylocie z pompy. Wynika stąd potrzeba optymalizacji konstrukcji pompy, zwłaszcza w kierunku ukształtowania wlotu i wylotu.
- Badania wykazały znaczne straty przepływu na odcinku torusa w porównaniu do strat na odcinku prostym (42%). Wartości tych strat w stosunku do osiągow pompy są jednak relatywnie niewielkie i w odniesieniu do przyjętego zakresu parametrów badawczych nie przekraczają 3%. Należy też podkreślić, że podczas pracy pompy ciecz jest w kontakcie z korpusem i tłokami tylko w obszarze wycinka torusa. Ponieważ odcinek drogi od części ssącej do tłocznej jest krótki, wpływ tych strat na ogólną sprawność pompy jest nieznaczny.
- Aktualny stan badań daje podstawy do wnioskowania o wysokich walorach eksploatacyjnych proponowanego rozwiązania konstrukcyjnego pompy. Pompa ta jest pompą wporową i jej wydajność rośnie wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. W odróżnieniu jednak od innych pomp charakteryzuje się prostą, kompaktową i zwartą konstrukcją, a jej wydajność w porównaniu z gabarytami jest większa.

## LITERATURA

1. Drozdowski J., Komorowski A. "Studies on the selected ship impeller pump reliability". *Postępy Technologii Maszyn i Urządzeń*. Warszawa: PAN, 2/2000.
2. Bukowski J.K. „Mechanika płynów”. Warszawa: PWN, 1975.
3. Crowe C.T., Roberson J.A. „Engineering Fluid Mechanics”. Boston (USA): Houghton Mifflin Company, 1975.
4. Puzyrewski R. „Podstawy mechaniki płynów”. Szczecin: Politechnika Szczecińska, 1987.
5. Puzyrewski R., Sawicki J. „Podstawy mechaniki płynów i hydrauliki”. Warszawa: PWN, 1997.
6. Stępniewski M. „Pompy”. Warszawa: WNT, 2005.
7. Kuźniewski B. Urządzenie do przetwarzania energii. Patent Polski Nr 130112. ■