

MODELOWANIE METODĄ CFD PRACY ŁOPATEK W POMPIE ŁOPATKOWEJ

CFD MODELING OF VANE PUMP VANES OPERATION

W pracy podjęto analizę przepływu między łopatką a statorem pompy dla uzyskania korzystnych warunków pracy jakimi są: występowanie płynnego tarcia i szczelność układu. Odpowiedni docisk łopatki w połączeniu z odpowiednimi rozwiązaniem geometrii tego zespołu ma istotne znaczenie dla uzyskania wysokiej sprawności i trwałości pompy. Do tego celu niezbędnym jest określenie wzorcowej siły docisku jaką powinien realizować układ hydrauliczny. Do realizacji tego celu zastosowano metody modelowania CAD i CFD. W referacie zostaną przedstawione wyniki uzyskane w badaniach modelowych.

Słowa kluczowe: Pompa łopatkowa, CFD, tarcie płynne, szczelność, przecieki, sprawność

The paper covers the problem of the flow between the blade and stator in order to achieve advantageous work condition, which is the presence of fluid friction and leak tightness of the system. The suitable contact force of the vane against stator; together with properly determined system geometry, has a significant influence on achieving high efficiency and life of the pump. In order to achieve this purpose it is necessary to determine the master value of the contact force that the system must generate. CAD and CFD modeling methods have been used to reach the objective. The results of model analysis will be presented in the full paper.

Keywords: Vane pump, CFD, fluid friction, leak tightness, leakage, efficiency

1. Wstęp

W nowoczesnych układach hydraulicznych i paliwowych szeroko stosowane są pompy łopatkowe. Cechuje je przede wszystkim mała pulsacja, odporność na zanieczyszczenia oraz cichobieżność.

Istotnym wskaźnikiem funkcjonalności pompy łopatkowej jest jej sprawność całkowita będąca iloczynem sprawności objętościowej i sprawności hydrauliczno-mechanicznej [1]:

$$\eta_g = \eta_{vg} \cdot \eta_{hmg} \quad (1)$$

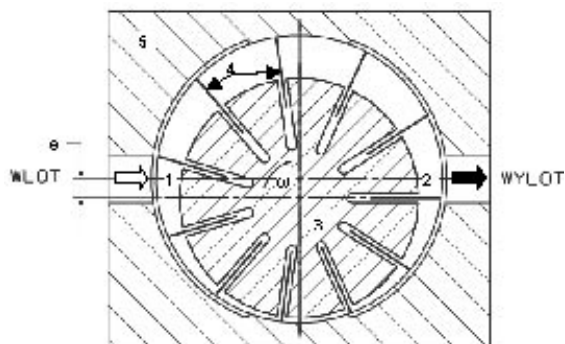
gdzie: η_g – sprawność całkowita, η_{vg} – sprawność objętościowa, η_{hmg} – sprawność hydrauliczno - mechaniczna.

Sprawność objętościowa ulega zmniejszeniu na skutek występowania podczas pracy pompy przecieków między elementami pompy, np. między sąsiednimi komorami. W pracy podjęto analizę szczeliny występującej między szczytem łopatki rozdzielającej komory wporowe a bieżnią ruchomego statora. Dla poprawienia sprawności objętościowej należy dążyć do całkowitego wyeliminowania szczeliny w badanym obszarze. Jednak całkowite wyeliminowanie szczeliny

prowadziłoby do warunków pracy przy tarcia suchym lub granicznym. Takie warunki pracy mają niekorzystny wpływ na sprawność mechaniczną pompy. Według [1] w układach bez obciążenia 2/3 strat hydrauliczno-mechanicznych powstaje na skutek tarcia łopatek o bieżnię. Aby nie zwiększać strat mechanicznych należy dążyć do zapewnienia warunków tarcia płynnego co można uzyskać przez obecność warstwy smarnej między łopatką a bieżnią statora.

2. Obiekt modelowania

Obiektem modelowania jest pompa łopatkowa, z opatkami wirującymi, o zmiennej wydajności (rys. 1.) działająca na zasadzie przetłaczania, czynnika z przestrzeni ssawnej 1 do tłocznej 2. Komory wporowe, utworzone przez łopatki 4, części obwodu wirnika 3 i statora 5, zmieniają swą objętość wraz z obrotem wirnika 3. Zamknięcia komór w kierunku osiowym stanowią płaszczyzny pokryw czołowych. Przesuwne łopatki są usytuowane w wirniku.



Rys. 1. Pompa łopatkowa – schemat działania

Fig. 1. Vane pump – operating diagram

3. Analiza trybologiczna

Warunki tarcia płynnego zachodzą jeżeli pomiędzy współpracującymi powierzchniami istnieje rozdzielająca je warstwa smarna. Według [2] kryterium podziału smarowania może być względna grubość warstwy smarującej:

$$R = \frac{h}{R_{a1} + R_{a2}} \quad (2)$$

gdzie: R – względna grubość warstwy smarującej, R_{a1} , R_{a2} – średnie odchylenie od linii środkowej nierówności współpracujących powierzchni, h – szerokość szczeliny.

Dla uzyskania warunków tarcia płynnego przyjmuje się [2]:

$$5 \leq R \leq 100 \quad (3)$$

W badanym przypadku: $R_{a1} = 2 \mu\text{m}$, $R_{a2} = 0,8 \mu\text{m}$. Z (2) i (3) wynika, że:

$$14 \mu\text{m} \leq h \leq 280 \mu\text{m}$$

Przyjęcie dużej wartości szczeliny skutkowałoby dużymi przeciekami co jest niekorzystne ze względu na sprawność objętościową. Dla zachowania jak największej sprawności objętościowej w przeprowadzonych analizach przyjęto wartość szczeliny zbliżoną do minimalnej.

$$h = 20 \mu\text{m} \quad \text{co daje } R \approx 7,1 > 5 \mu\text{m}$$

4. Analiza CFD

4.1. Podstawy CFD

Analiza CFD bazuje na układzie równań pozwalającym wyznaczyć pole prędkości oraz pole ciśnień. Pierwsze z nich to równanie ciągłości przepływu [3]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho V_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho V_y)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho V_z)}{\partial z} = 0 \quad (4)$$

gdzie: x, y, z – współrzędne w układzie kartezjańskim, V_x, V_y, V_z – składowe prędkości, ρ – gęstość, t – czas.

Drugi człon układu równań wynika z trzech równań Naviera-Stokesa dla cieczy lepkiej, w zapisie wektorowym [3]:

$$\frac{d\vec{V}}{dt} = \vec{F} - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \Delta \vec{V} \quad (5)$$

gdzie: \vec{V} – pole prędkości, \vec{F} – pole jednostkowych sił masowych, p – pole ciśnienia, ρ – pole gęstości, ν – lepkość.

Poczynione założenia: ciecz Newtonowska, przepływ nieściśliwy, gęstość stała, lepkość stała, temperatura stała.

4.2. Przeprowadzone analizy

Wykonano analizy przepływu czynnika w układzie wał-łopatka-stator. Zbadano trzy różne kształty szczytów łopatek. Ponadto układ badano w przypadku sąsiednich komór o takich samych ciśnieniach oraz w przypadku różnicy ciśnień 20 MPa między dwoma sąsiednimi komorami. Analizy wykonano za pomocą programu Ansys/Flotran. Analizę przeprowadzono w Obrotowym Układzie Odniesienia (Rotating Frame of Reference) [6]. Analizy przeprowadzono na modelu płaskim.

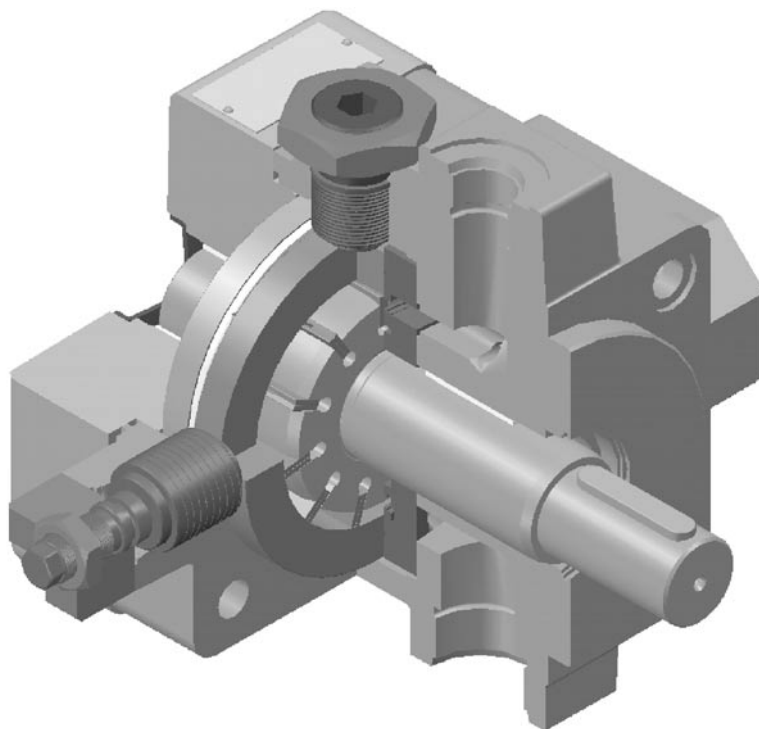
Przyjęto następujące parametry [4]:

- Ciecz robocza: olej mineralny,
- Gęstość $\rho = 950 \text{ kg/m}^3$,
- Nominalna lepkość kinematyczna $\nu = 37 \text{ mm}^2/\text{s}$ (przy temp. 328°K),
- Prędkość obrotowa wirnika $\omega = 151.8 \text{ rad/s}$ (1450 obr/min).

Badane profile szczytu łopatki to zarys zaokrąglony promieniem R4 rys. 3. a), zarys łopatki podwójnej rys. 3. b) oraz zarys według profil NACA 4510 [5] rys. 3. c). Geometrię dwuwymiarową dla potrzeb przeprowadzonych analiz MES przygotowano w programie Unigraphics w oparciu o model przestrzenny przedstawiony na rys. 2.

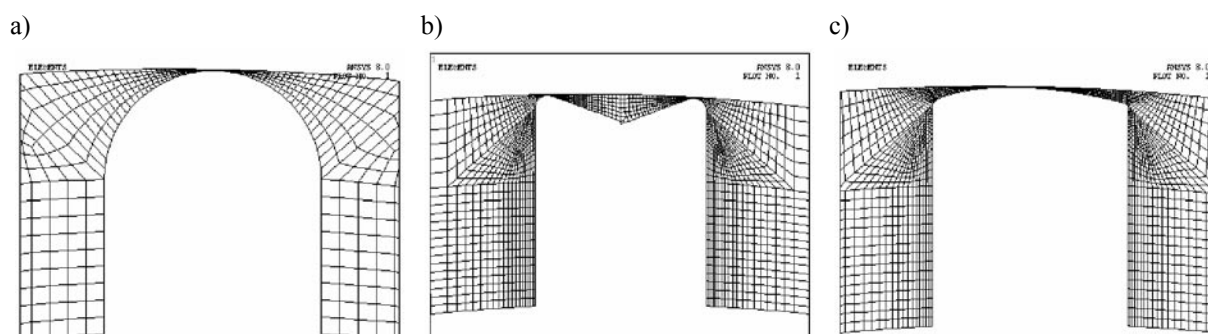
Geometrię łopatek i przygotowane modele dyskretne przedstawia rys. 3:

W pierwszej fazie wykonana została analiza CFD z zastosowaniem elementu Fluid 141. Nałożone warunki brzegowe to: na wewnętrznej powierzchni cylindrycznej prędkość wynosi 0, na powierzchni cylindrycznej zewnętrznej prędkość obwodowa wynosi -6.5274 m/s , ponadto powierzchnia ta została określona jako powierzchnia ruchoma. Względny



Rys. 2. Model przestrzenny pompy łopatkowej

Fig. 2. Three-dimensional model of vane pump



Rys. 3. Modele dyskretne cieczy z przekrojami badanych łopatek: a) szczyt zaokrąglony promieniem R4, b) zarys dla łopatk podwójnej, c) zarys NACA 4510

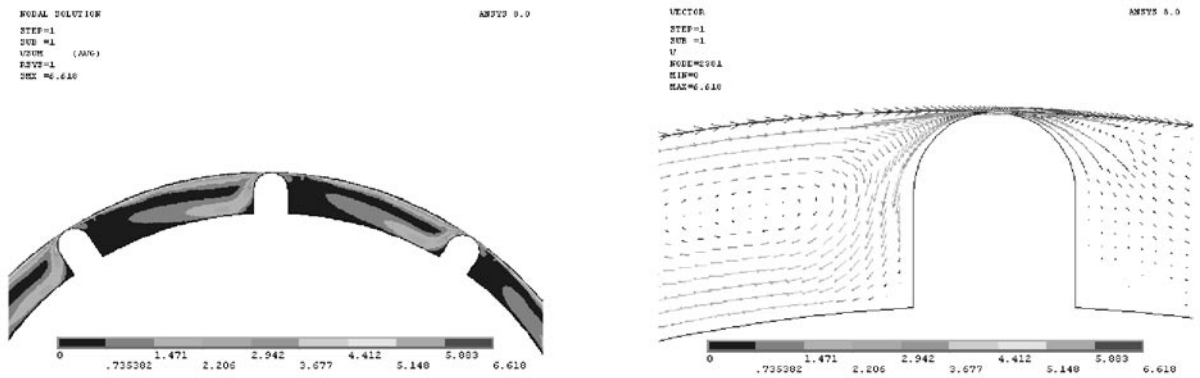
Fig. 3. Fluid discrete model with cross sections of investigated blades: a) tip radiused with R4, b) double blade profile, c) NACA 4510 profile

układ odniesienia obraca się z prędkością 151.8 rad/s (przeciwnie do ruchu wskazówek zegara). Po uzyskaniu pola prędkości oraz pola ciśnień przeprowadzona została analiza strukturalna części łopatki wystającej z gniazda wirnika. Do zbudowania modelu dyskretnego łopatki użyto elementu Plane 42 z zadaną grubością 25 mm. Jako obciążenie przyłożone zostało pole ciśnienia uzyskane w poprzedzającej analizie CFD. Z analizy strukturalnej uzyskano składowe siły w utwierdzeniu łopatki pochodzące od obciążenia ciśnieniem. W wyniku przeprowadzonych analiz CFD uzyskano rozkład pola prędkości i pola ciśnienia,

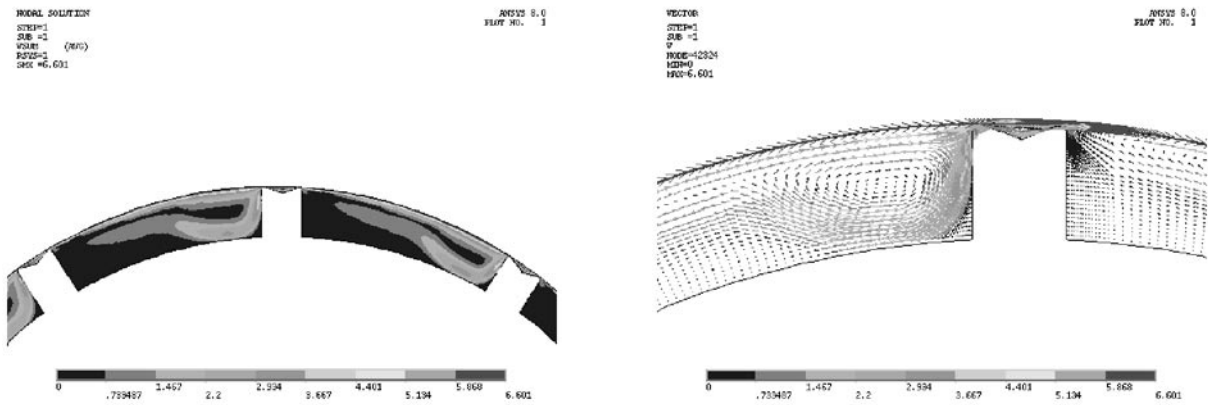
w przypadku komór w strefie ssawnej przedstawione na rys. 4, 5 i 6.

Wyniki przy różnicy ciśnień między komorami wynoszącej 20 MPa przedstawiają rys. 7, 8 i 9.

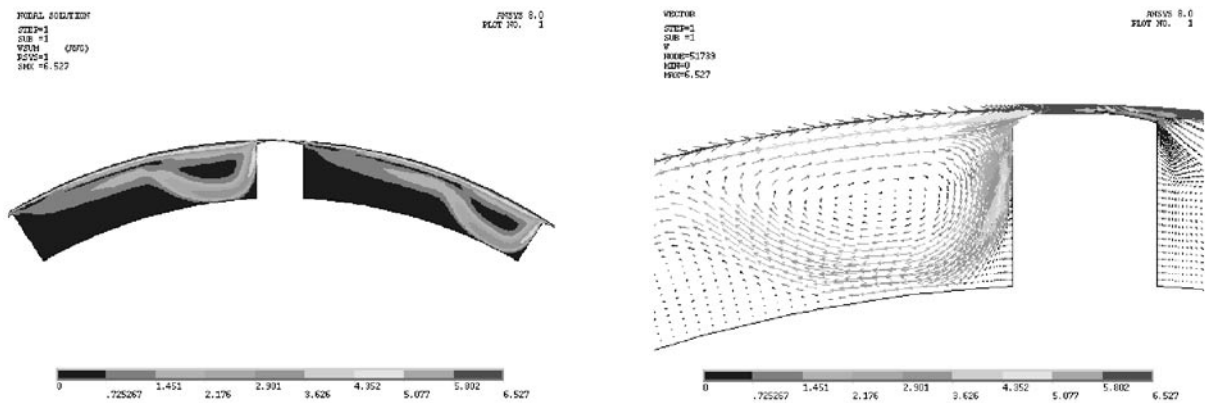
Wykorzystując uzyskany rozkład ciśnienia na powierzchniach łopatek dokonano analizy łopatek jako elementów strukturalnych obciążonych ciśnieniem. Wyznaczone siły powstające w łopatce od działania ciśnienia zestawiono w tabelicy 1.



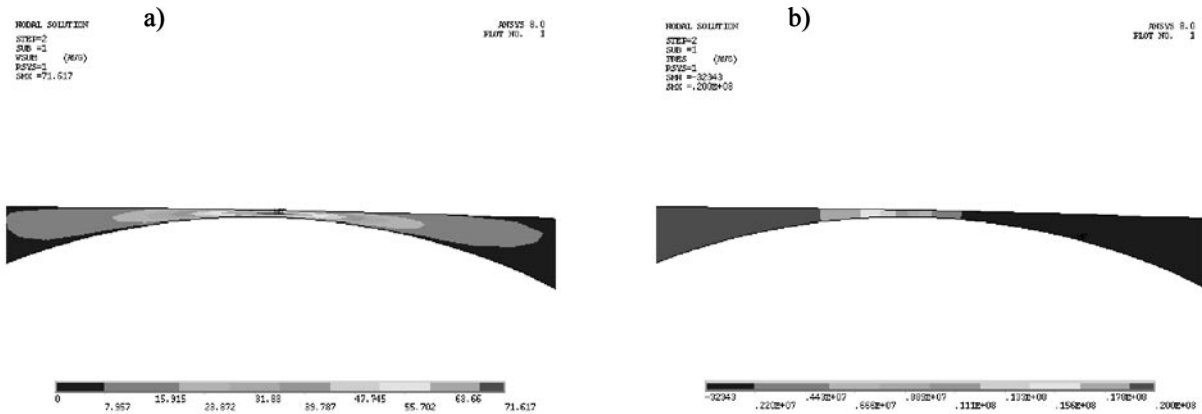
Rys. 4. Rozkład prędkości dla kształtu o wierzchołku zaokrąglonym dla komór w strefie ssawnej
 Fig. 4. Velocity distribution for blade with radiused tip for chambers in suction zone



Rys. 5. Rozkład prędkości dla łopaty podwójnej dla komór w strefie ssawnej
 Fig. 5. Velocity distribution for double blade for chambers in suction zone

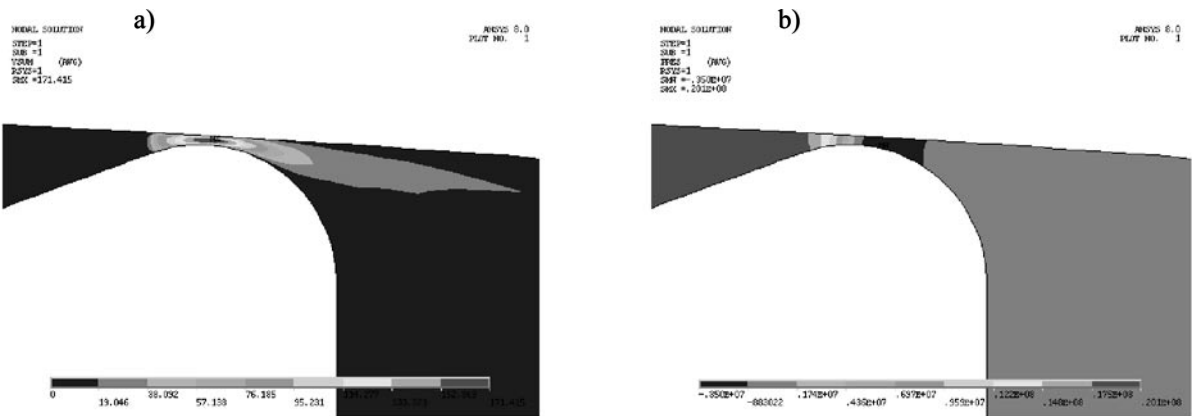


Rys. 6. Rozkład prędkości dla kształtu o wierzchołku wg profilu NACA 4510 dla komór w strefie ssawnej
 Fig. 6. Velocity distribution for) cross section based on NACA 4510 profile for chambers in suction zone



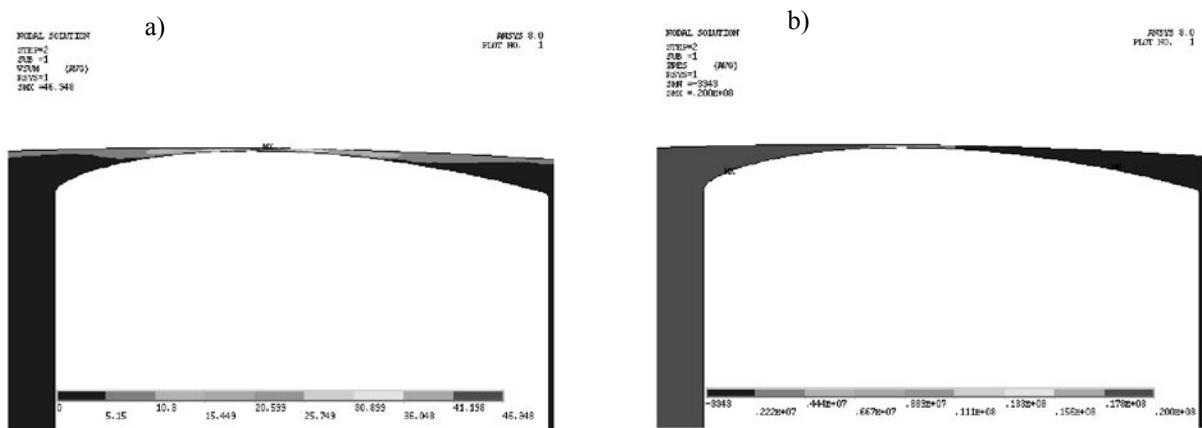
Rys. 7. Wyniki dla kształtu o wierzchołku zaokrąglonym przy różnicy ciśnień 20 MPa: a) rozkład prędkości, b) rozkład ciśnienia

Fig. 7. Analysis results for blade with radiused tip with 20 MPa of pressure drop between adjacent chambers: a) velocity distribution. b) pressure distribution



Rys. 8. Wyniki dla łopatki podwójnej (wylot) przy różnicy ciśnień 20 MPa: a) rozkład prędkości, b) rozkład ciśnienia

Fig. 8. Analysis results for double blade with 20 MPa of pressure drop between adjacent chambers: a) velocity distribution b) pressure distribution



Rys. 9. Wyniki dla kształtu o wierzchołku wg profilu NACA 4510 przy różnicy ciśnień 20 MPa: a) rozkład prędkości, b) rozkład ciśnienia

Fig. 9. Analysis results for cross section based on NACA 4510 profile with 20 MPa of pressure drop between adjacent chambers: a) velocity distribution. b) pressure distribution

Tab. 1. Siły w łopatkę od ciśnienia - w układzie cylindrycznym

Tab. 1. Pressure derivative forces in blade – in cylindrical coordinate system

Rodzaj łopatki	FX [N] Składowa promieniowa	FY [N] Składowa styczna
Zaokrąglona	-784.21	-2964.7
Ponar – lewa	-946.22	-2140.2
Ponar – prawa	-788.11	-384.61
NACA	-648.04	-2559.9

5. Wnioski

Przeprowadzone analizy CFD pozwalają stwierdzić, że zawirowania powstające wewnątrz komory w przypadku rozwiązania z łopatką podwójną są większe niż w pozostałych przypadkach, najmniejsze są w przypadku profilu o zaokrąglonym wierzchołku. W przypadku rozwiązania z łopatką podwójną ciecz przy przechodzeniu przez szczelinę osiąga największą prędkość w porównaniu do pozostałych rozwiązań. Najmniejsza prędkość przepływu, a tym samym

przeciek, został uzyskany przy zastosowaniu profilu NACA. Zastosowanie profilu NACA pozwala również uzyskać najmniejsze siły promieniową i styczną. Zebrane obserwacje sugerują zastosowanie kształtu profilu w którym strefa wlotowa będzie odpowiadała zaokrągleniu łopaty, co pozwoli zmniejszyć zawirowania, natomiast strefa wylotowa będzie zbliżona kształtem do badanego profilu NACA, co pozwoli uzyskać małe przecieki i małe siły w łopatkę.

6. Literatura

- [1] Stryczek S.: *Napęd hydrostatyczny*. Elementy, Warszawa, WNT, 1997.
- [2] Hebda M., Wachal A.: *Trybologia*. Warszawa, WNT, 1980.
- [3] Kosma Z.: *Podstawy mechaniki płynów*, Radom, Politechnika Radomska, Wydawnictwo, 2002.
- [4] Materiały informacyjne producenta Pompa łopatkowa zmiennej wydajności UPLV-32, Ponar Wadowice.
- [5] <http://www.ctaz.com/~kelcomp/airfoils5.htm>.
- [6] Dokumentacja programu ANSYS.

Dr hab. inż. Edward LISOWSKI – prof. PK

Mgr inż. Michał PANEK

Politechnika Krakowska

Wydział Mechaniczny

Instytut Informatyki Stosowanej

al. Jana Pawła II 37, 31-864 Kraków

lisowski@mech.pk.edu.pl

michal.panek@poczta.fm
