



Analiza przepływu cieczy w elementach doprowadzających i odprowadzających ciecz z wirnika pompy dwustrumieniowej

Przemysław Szulc¹, Oleksandr Moloshnyi², Anna Chernobrova²

¹*Politechnika Wrocławska*

Wydział Mechaniczno-Energetyczny

Zakład Podstaw Konstrukcji i Maszyn Przepływowych

²*Sumski Państwowy Uniwersytet, Ukraina*

Zakład Hydroeromechaniki Stosowanej,

Wydział Systemów Technicznych i Energooszczędnych Technologii

E-mail: przemyslaw.szulc@pwr.edu.pl

STRESZCZENIE

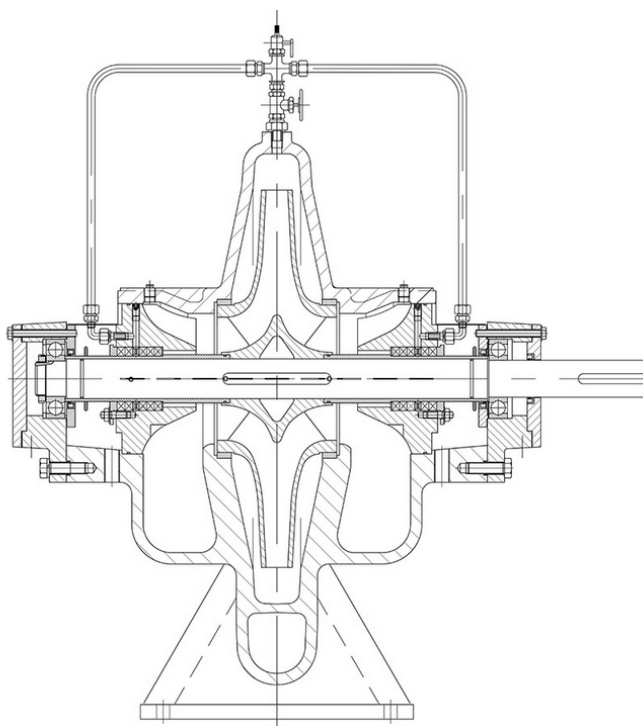
W artykule poruszono istotny problem pracy elementów doprowadzających i odprowadzających ciecz z wirnika pompy dwustrumieniowej. W ramach prowadzonych prac wykonano symulacje przepływu, które umożliwiły identyfikację struktury profili prędkości oraz wyciągnięcie wniosków.

SŁOWA KLUCZOWE: *pompa specjalnego przeznaczenia, pompa dwustrumieniowa*

1. WPROWADZENIE

Pompy wirowe stanowią najliczniejszą grupę jednostek wykorzystywanych w przemyśle do przetłaczania cieczy. Ich zastosowanie uzależnione jest od wymagań układu pompowego określanego za pomocą parametrów hydraulicznych. Dla zapewnienia pracy wszystkich pomp wirowych krętnych z możliwie dużą sprawnością całkowitą η wydajność Q nie może być mniejsza niż $1 \text{ m}^3/\text{h}$, a parametry hydrauliczne ($n = \text{const}$) zestawione w postaci kinematycznego wyróżnika szybkoobrotowości n_q muszą gwarantować wartość $n_q \geq 10(15)$. Spośród pomp ogólnego stosowania bardzo często w instalacjach przemysłowych wykorzystuje się pompy dwustrumieniowe. Podyktowane jest to wieloma względami, głównie inwestycyjnymi oraz eksploatacyjnymi. Pompy te znajdują zastosowanie w gałęziach przemysłu związanych z zaopatrzeniem w wodę,

jej uzdatnianiem, w systemach: nawadniania, podgrzewania wody, w układach: wody chłodzącej, wody przemysłowej, przeciwpożarowych. Spotykane są również w przemyśle: chemicznym, petrochemicznym, okrętowym. Ponadto pracują w elektrowniach i elektrociepłowniach oraz jako jednostki krytyczne w układach elektrowni jądrowych. W odniesieniu do konstrukcji z pojedynczym wlotem wirnik pompy dwustrumieniowej posiada przeciwstawnie (przeciwsobnie) położone wloty zasilane z elementów doprowadzenia cieczy będących spiralami bądź półspiralami. Ciecz wpływa do pomp króćcem ssawnym, gdzie jest rozdzielana na dwie części wpływające do obu sekcji wirnika. Po zwiększeniu energii hydraulicznej pompowane medium przepływa do spiralnego kanału zbiorczego i opuszcza pompę. Dodatkowo, celem zredukowania sił promieniowych wynikających z obecności spirali, stosuje się spirale podwójne lub kierownice łopatkowe. Przykładową konstrukcją pompy dwustrumieniowej przedstawiono na rys 1.

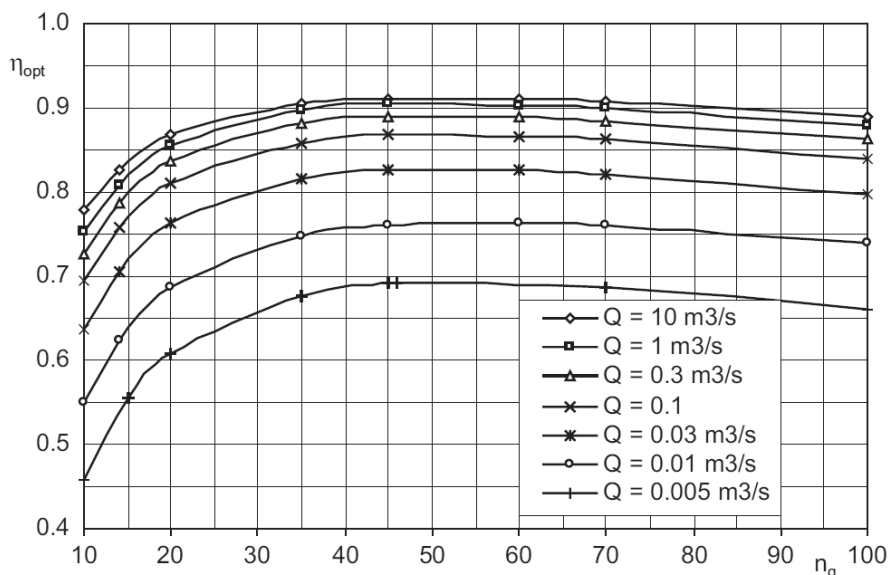


Rys. 1: Pompa DHV z uszczelnieniem czołowym produkcji Hydro-Vacuum S.A. Grudziądz

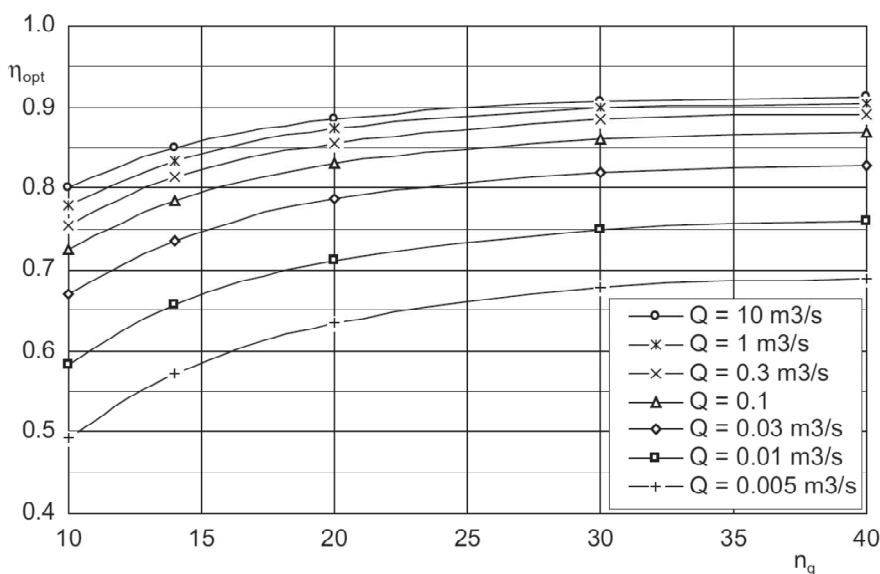
Dla pomp dwustrumieniowych przyjęło się, że w Europie wyróżnik szybkobieżności obliczany jest dla pojedynczej sekcji wirnika w odróżnieniu do Ameryki Północnej, gdzie kalkulacje odnoszą się do wydajności całkowitej.

Pompy dwustrumieniowe dla wyróżnika szybkobieżności $n_q < 40$ charakteryzują się wyższymi sprawnościami całkowitymi w odniesieniu do pomp wirowych z pojedynczym wlotem (rys. 2 i 3). Spowodowane jest to redukcją strat tarcia tarcz wirujących wynikającą z konstrukcji wirnika. Ponadto straty w elemencie odprowadzenia cieczy, który zaprojektowany jest dla dwukrotnej wartości przepływu, są niższe. Korzyścią wynikającą z podzielenia strumienia jest niewielkie zwiększenie zdolności ssawnych pomp będące rezultatem ograniczenia prędkości cieczy w obszarze wlotowym wirnika. Teoretycznie możliwy do osiągnięcia jest 37% wzrost $NPSH_3$, jednak zwiększona średnica piasty oraz niejednorodny profil prędkości na wlocie, będący konsekwencją struktury wlotowej, powodują bardzo niewielki wzrost odporności kawitacyjnej, a w niektórych przypadkach nawet jej pogorszenie. Dzięki konstrukcji przewieszzonej uzyskuje się do-

datkowo dużą sztywność układu hydraulicznego. Przeciwsobny charakter przepływu powoduje zredukowanie sił osiowych w pompie, co pozwala na proste łożyskowanie pompy i znacznie wydłuża jej żywotność. Dzielony w płaszczyźnie poziomej korpus pompy umożliwia, po zdjęciu górnej pokrywy, bardzo wygodne i łatwe dokonywanie inspekcji oraz napraw układu hydraulicznego.



Rys. 2: Sprawność wirnikowych pomp jednostopniowych z pojedynczym wlotem w funkcji wyróżnika szybkobieżności [1]



Rys. 3: Sprawność dwustrumieniowych pomp wirnikowych w funkcji wyróżnika szybkobieżności [1]

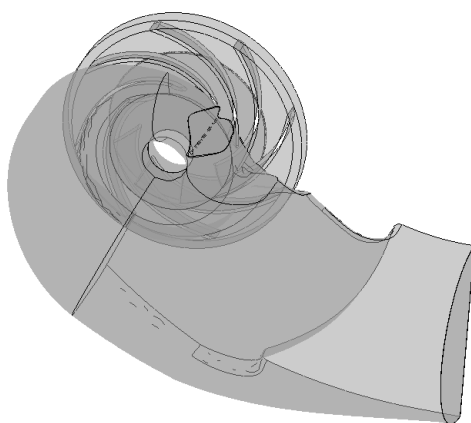
Pompy dwustrumieniowe poza tolerancjami wykonania są symetryczne, stąd też profil prędkości na wylocie ma tendencję do tworzenia struktury symetrycznej. Powoduje to, że w przypadku występowania przepływu silnie zaburzonego w obszarze wlotowym i środkowej części wirnika, charakterystycznego dla pracy pompy poza punktem optymalnym, utrudnione jest uzyskanie statecznej charakterystyki $H = f(Q)$.

Spowodowane jest to niestacjonarnym charakterem współpracy wirnika i elementu wprowadzenia ciecży. Badania eksperymentalne [2] pokazały, że bardzo trudno jest

rozwiązać ten problem. Siódłowy charakter krzywej $H = f(Q)$ został zredukowany poprzez zmniejszenie szczeliny pomiędzy tarczami, a spiralnym kanałem zbiorczym oraz skośne obtoczenie wirnika w taki sposób aby średnica łopatek przy traczach przednich była mniejsza niż w centralnej części.

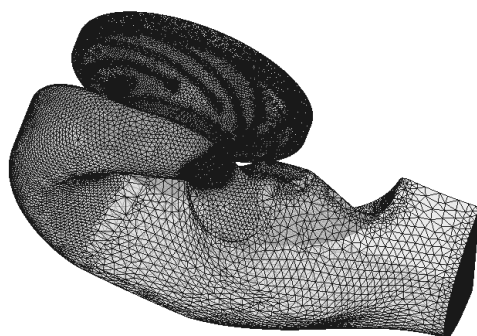
2. ANALIZA PRZEPIYU W ELEMENTE DOPROWADZENIA CIECZY DO WIRNIKA

Identyfikację struktury przepływu w pompie dwustrumieniowej wykonano przy zastosowaniu numerycznej mechaniki płynów. Głównym celem tego etapu było określenie rozkładu ciśnienia i prędkości przepływu cieczy w wybranych przekrojach pompy. Model numeryczny zawierał cztery domeny płynu, zgodnie z kierunkiem przepływu: rurociąg ssawny, kanał półspiralny, wirnik, kierownica bezłopatkowa. W prowadzonych pracach zdecydowano się na pominięcie w modelowaniu elementu odprowadzenia cieczy, zastępując go kierownicą bezłopatkową. W uproszczonej strukturze model poddany analizom zaprezentowano na rys. 4.



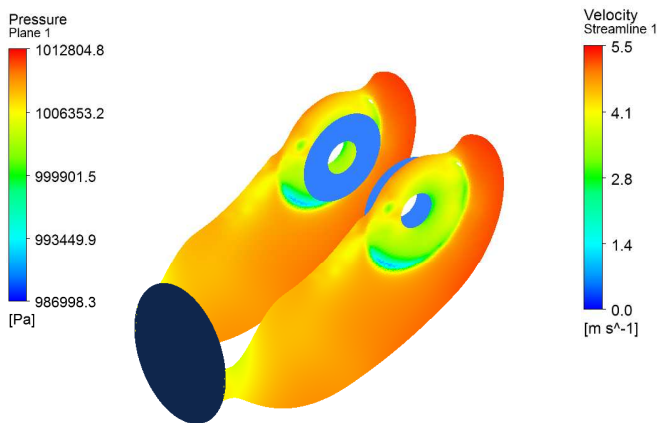
Rys. 4: Trójwymiarowy model analizowanego obiektu

Długość rury ssawnej równa była czterokrotności średnic wlotu wirnika. W modelu zastosowano niestrukturalną siatkę obliczeniową. Elementy tetrahedralne wykonano w środku bryły przepływowej, a elementy pryzmatyczne naniesiono w pobliżu ścian. Gęstość siatki wzrastała w pobliżu łopatek. Całkowita liczba elementów dyskretnych została przyjęta zgodnie z testem niezależności siatki i wyniosła około 30 mln. Siatkę obliczeniową przedstawiono na rys. 5.

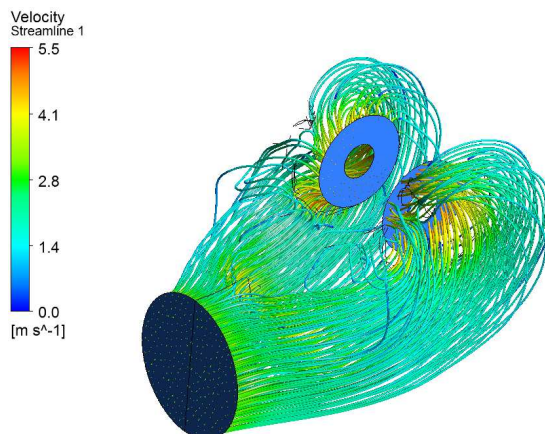


Rys. 5: Siatka obliczeniowa

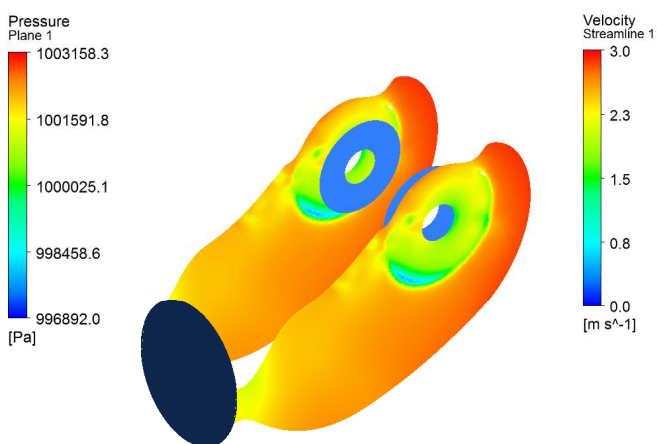
Jako interfejs łączący nieruchomą i wirującą domenę zastosowano średnią prędkość w komórkach. Hydrauliczne warunki brzegowe zdefiniowano jako masowy przepływ na wlocie i ciśnienie statyczne na wylocie. Symulacje numeryczne przeprowadzono jako stacjonarne. Czynnikiem pompowanym była woda o temperaturze 25°C. Do obliczeń wykorzystano standardowe, dwurównaniowe modele turbulencji oraz komercyjny kod obliczeniowy. Ze względu na symetryczny charakter części przepływowej pompy analizie poddano wyłącznie połowę obiektu, stosując warunek brzegowy symetryczności.



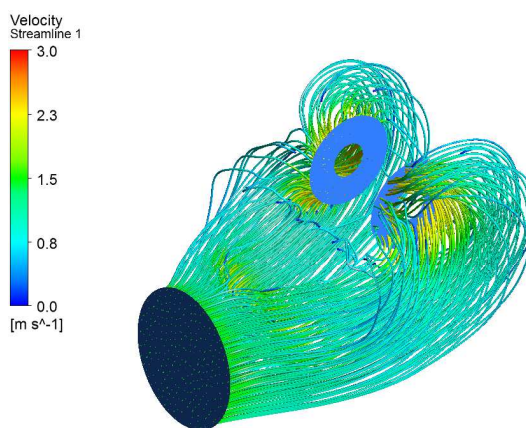
Rys. 6: Rozkład ciśnienia statycznego, $Q/Q_n = 1$



Rys. 7: Tory cząstek, $Q/Q_n = 1$



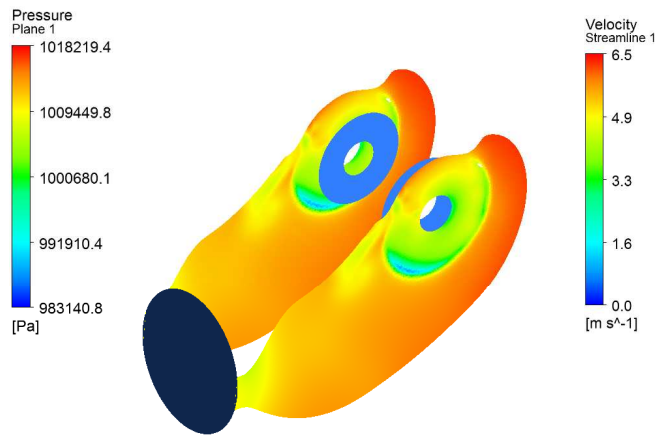
Rys. 8: Rozkład ciśnienia statycznego, $Q/Q_n = 0,5$



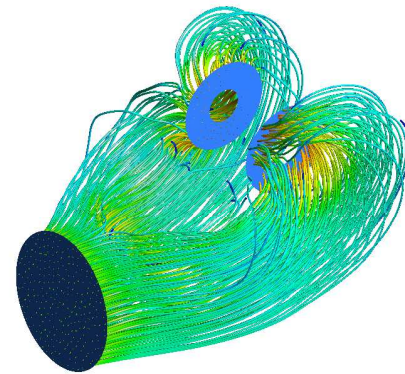
Rys. 9: Tory cząstek, $Q/Q_n = 0,5$

Na rysunkach 6–11 przedstawiono tory cząstek cieczy oraz rozkłady ciśnienia w analizowanym obiekcie w funkcji wydajności pompy. Przeanalizowano trzy punkty pracy: $Q/Q_n = 0,5$, $Q/Q_n = 1,0$ oraz $Q/Q_n = 1,2$. Poddając analizie otrzymane wyniki symulacji numerycznych, można zauważyć względnie jednorodny rozkład torów cząstek cieczy w badanym obiekcie. Brak jest wyraźnych stref z dużymi zawirowaniami. Ciecz przyspiesza w obszarze wylotowym z półspirali.

Analiza rozkładów ciśnienia statycznego wskazuje na lokalny jego spadek w obszarze wylotu z półspirali od strony wlotowej, który może być spowodowany zbyt małym promieniem zaokrąglenia ścianki. Wpływa to znacząco na rozkład ciśnienia i prędkości w przekroju wylotowym analizowanego obiektu, stanowiącym jednocześnie wlot do



Rys. 10: Rozkład ciśnienia statycznego, $Q/Q_n = 1, 2$

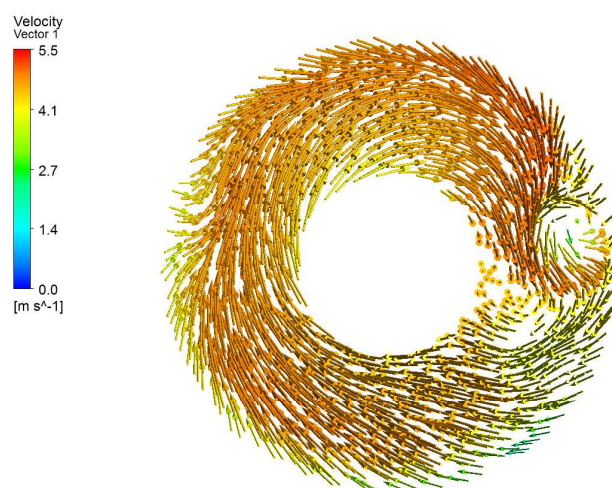


Rys. 11: Tory cząstek, $Q/Q_n = 1, 2$

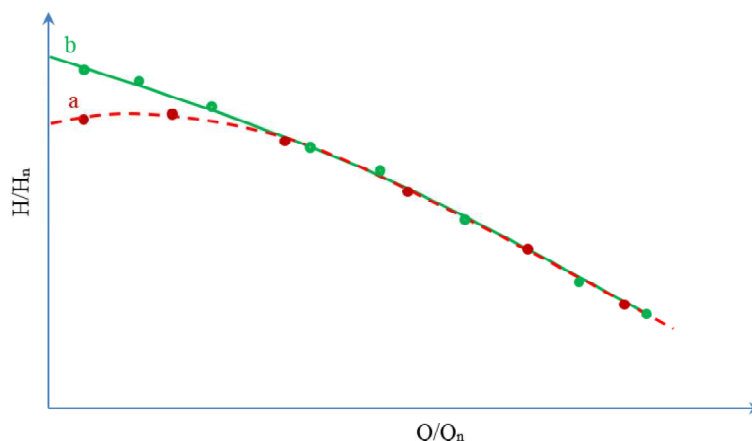
wirnika pompy dwustrumieniowej. Odzwierciedla to rys. 12 obrazujący rozkład bezwzględnych wektorów prędkości na wlocie do wirnika, $Q/Q_n = 1$. Zauważalne jest tu lokalne zawirowanie zaznaczone czerwonym prostokątem, które, przedostając się w obszar wlotowy do wirnika, może powodować drgania zespołu wirującego.

Istotnym problemem stawianym przed konstruktorami pomp dwustrumieniowych jest zapewnienie statecznej charakterystyki $H = f(Q)$. Znane są przypadki, w których pompy charakteryzowane były niesteczną typu S lub F. Badany obiekt, zgodnie z charakterystyką rzeczywistą, nie wykazywał tendencji do tworzenia tego typu zjawisk. Z tego względu zdecydowano się przeprowadzić badania dotyczące powiązania stateczności charakterystyki pompy od zjawisk przepływowych występujących w jej obszarze ssawnym.

Ukształtowanie geometrii przepływowej kanału ssawnego powoduje powstanie znacznego krętu – rys. 12. Zawirowanie to przy wydajnościach nieznacznie mniejszych od optymalnej nakłada się na prerotację swobodną wynikającą z działania wirnika, powodując podwyższenia charakterystyki $H = f(Q)$ (rys. 13) i uzyskanie jej statecznego przebiegu.



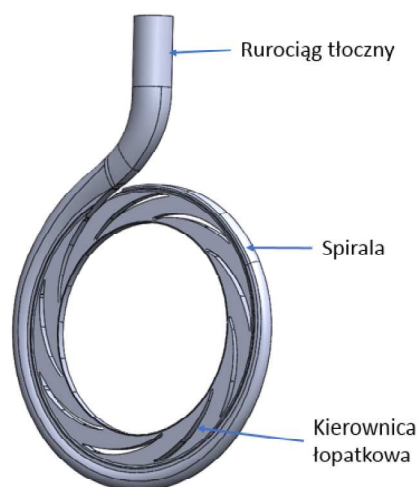
Rys. 12: Bezwzględne wektory prędkości na wlocie do wirnika, $Q/Q_n = 1$



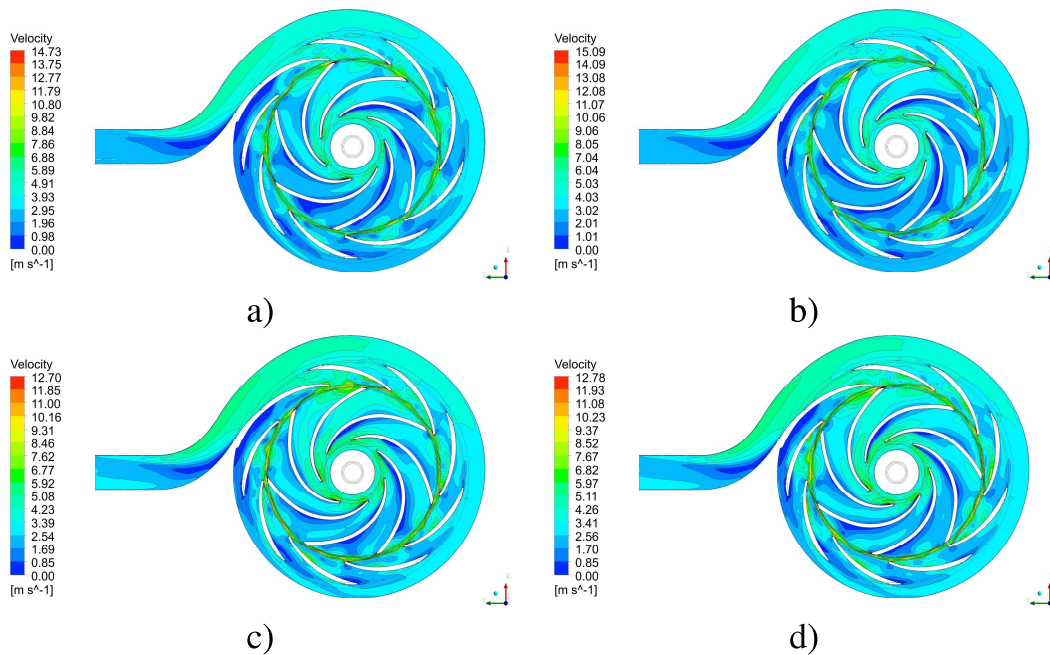
Rys. 13: Wpływ zawirowania na wlocie do wirnika na przebieg charakterystyki $H/H_n = f(Q/Q_n)$:
a) bez zawirowania, b) z zawirowaniem

3. ANALIZA PRZEPŁYWU W ELEMENTIE ODPROWADZENIA CIECZY Z WIRNIKA

Celem przeprowadzenia szczegółowej analizy przepływu w elemencie odprowadzającym ciecż z wirnika pompy dwustrumieniowej przeprowadzono symulacje numeryczne przepływu w hermetycznej pompie przeznaczonej do aplikacji w elektrowniach jądrowych. Wyróżnik szybkobieżności badanej jednostki wynosił $n_q = 18$. Model obliczeniowy przedstawiono na rys. 14. Rozważaniom poddano zestawienie wirnika, kierownicy łopatkowej i spiralnego kanału zbiorczego. Kierownica posiadała 9 łopatek, z których jedna łopatka była połączona bezpośrednio z językiem spirali. Symulacje numeryczne przeprowadzono przy założeniach identycznych jak podczas badań kanału ssawnego. Szczegółową analizę struktury przepływu ciecży przeprowadzono z wykorzystaniem niestacjonarnych wyników symulacji numerycznych dla trzech wydajności pompy: $Q/Q_n = 0,7$, $Q/Q_n = 1,0$ i $Q/Q_n = 1,3$. Dla wszystkich rozważanych parametrów ogólny rozkład prędkości jest zbliżony (patrz rys. 15–17). Dostrzegalne są silnie zaburzenia przepływu w kierownicy łopatkowej, szczególnie w pobliżu języka spirali. Należy zauważyć wzrost prędkości w spiralnym kanale zbiorczym w kierunku od języka do wylotu, co wskazuje na nierównomierny rozkład prędkości płynu opuszczającego kanały międzyłopatkowe kierownicy.

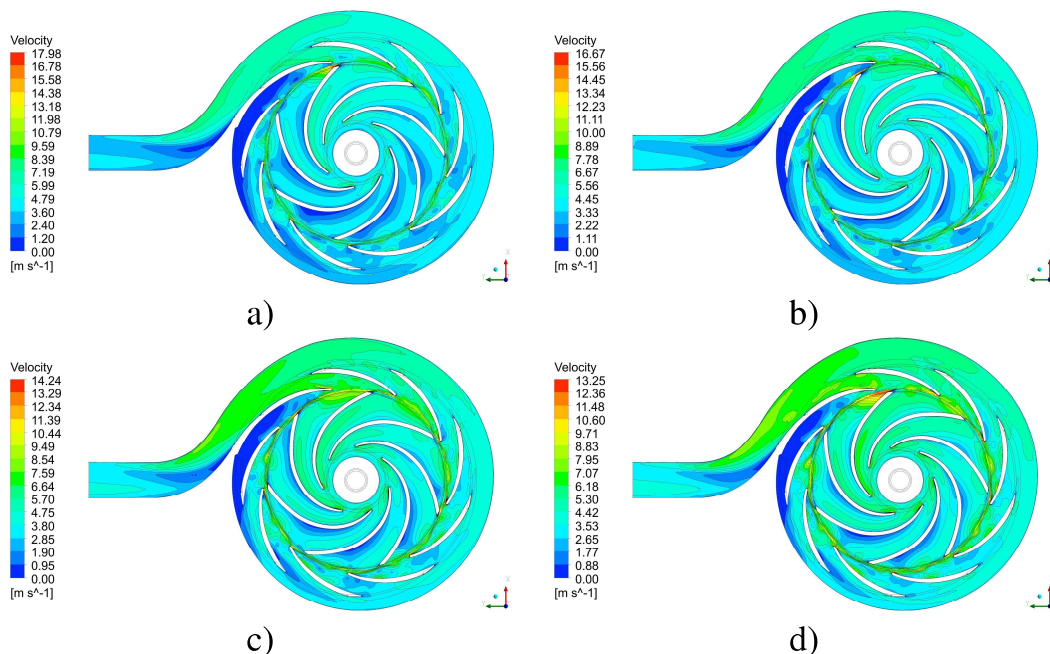


Rys. 14: Trójwymiarowy model analizowanego obiektu



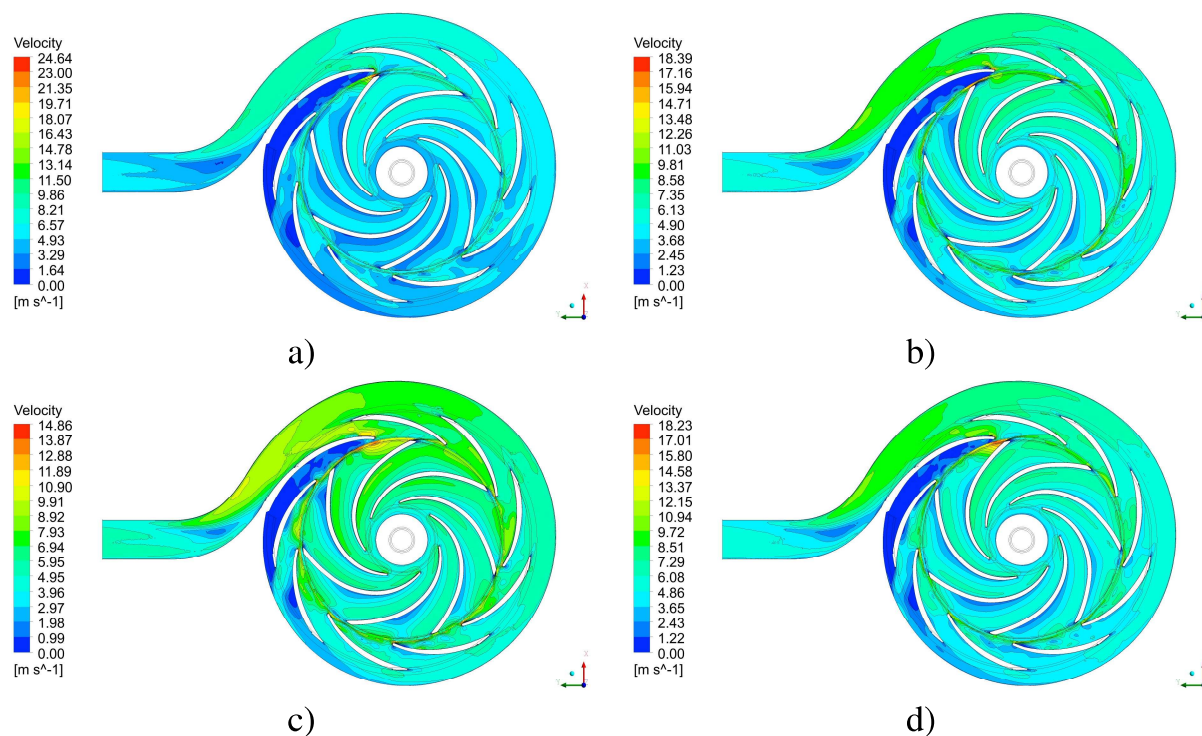
Rys. 15: Rozkład prędkości bezwzględnej w analizowanym obiekcie $Q/Q_n = 0,7$ dla kilku położeń łopatki wirnika: (a) najniższa wysokość podnoszenia, (b) średnia wysokość podnoszenia, punkt 1, (c) najwyższa wysokość podnoszenia, (d) średnia wysokość podnoszenia, punkt 2

W obszarze między językiem spirali i kolejną, zgodnie z kierunkiem przepływu, łopatką kierownicy zauważalny jest obszar stagnacji cechujący się najmniejszą prędkością. Powoduje to powstanie obszarów o silnie zróżnicowanym ciśnieniu, prowadzących do zwiększenia siły osiowej przenoszonej przez zespół wirujący. Struktura przepływu

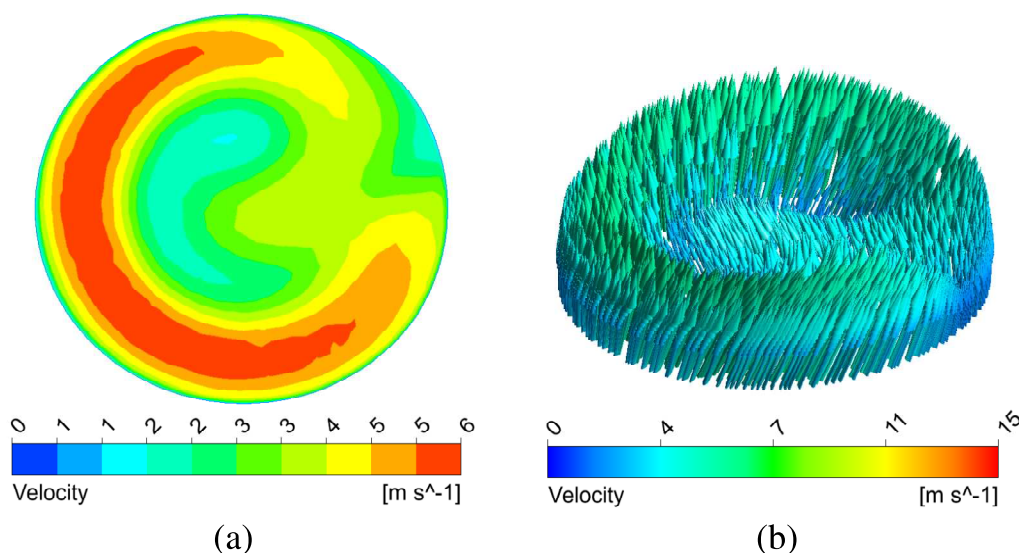


Rys. 16: Rozkład prędkości bezwzględnej w analizowanym obiekcie $Q/Q_n = 1,0$ dla kilku położeń łopatki wirnika: a) najniższa wysokość podnoszenia, b) średnia wysokość podnoszenia, punkt 1, c) najwyższa wysokość podnoszenia, d) średnia wysokość podnoszenia, punkt 2

w kierownicy silnie wpływa na zjawiska przepływowe występujące w obszarze wirnika. Dostrzegalne są tu obszary o zróżnicowanym rozkładzie prędkości, a zatem również i ciśnieniu, prowadzące do zmniejszenia sprawności pompy oraz powodujące drgania.



Rys. 17: Rozkład prędkości bezwzględnej w analizowanym obiekcie $Q/Q_n = 1, 2$ dla kilku położen łopatki wirnika: a) najniższa wysokość podnoszenia, b) średnia wysokość podnoszenia, punkt 1, c) najwyższa wysokość podnoszenia, d) średnia wysokość podnoszenia, punkt 2



Rys. 18: Rozkład prędkości w przekroju wylotowym z pompy: (a) wartości prędkości bezwzględnej, (b) wektorów prędkości bezwzględnej

Szczególną uwagę należy zwrócić na część wylotową ze spiralnego kanału zbiorczego. Występuje w nim strefa separacji przepływu płynu, która powoduje dodatkowe

straty hydrauliczne. Jak wiadomo, w kolanach o podobnej geometrii ciecz dodatkowo wykazuje tendencje do tworzenia struktur wirowych. W rezultacie rozkład prędkości na wylocie z pompy jest silnie nieregularny, a wektory wskazują na występowanie krętu (rys. 18). Silnie zawirowany przepływ prowadzi do obniżenia sprawności kanału dyfuzorowego, powodując zmniejszenie sprawności całkowitej pompy. Na wylocie z badanej jednostki średnia prędkość wynosi około 4 m/s, co spełnia zalecenia podane w [3].

4. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone symulacje numeryczne w elementach przepływowych pompy dwustrumieniowej umożliwiły identyfikację struktury przepływu, wpływającą na własności energetyczne badanej jednostki i obniżającą osiąganą przez nią sprawność ($\eta_{mx} = 0,68$). Obraz przepływu w kanale ssawnym należy uznać za zadowalający, występuje tam lokalne zawirowanie cieczy mogące powodować nierównomierność zasilania wirnika. Prowadzić to może do drgań pompy. Analiza struktury przepływu w elemencie odprowadzenia cieczy z pompy dwustrumieniowej wskazuje na występowanie silnych zawirowań obniżających sprawność pompy oraz będących przyczyną jej silnych drgań. Należy rozważyć zmianę układu przepływowego ukierunkowaną na badania interakcji pomiędzy wirnikiem, kierownicą i spiralą w aspekcie sprawnościowym oraz stabilności dynamicznej w możliwie najszerszym obszarze pracy.

Podziękowania. Obliczenia wykonano przy użyciu zasobów udostępnionych przez Wrocławskie Centrum Sieciowo-Superkomputerowe (<http://wcss.pl>), grant obliczeniowy Nr 444.

LITERATURA

- [1] Gulich J. F., *Centrifugal pumps*, Springer, Villeneuve (Switzerland) 2014.
- [2] Holden H., Martin R i in., *Partload operation of the boiler feedpumps for the new French PWR 1400 MW nuclear plants*, ImechE Paper C344/88, vol 198.
- [3] Jędrał W., *Pompy wirowe*, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 2014.