

Sukcesy i niepowodzenia w modelowaniu przepływu cieczy w pompach wielostopniowych o małym wyróżniku szybkobieżności

Successes and failures in the CFD flow modeling work with respect to low specific speed multistage centrifugal pumps

WITOLD LORENZ
MARCIN JANCZAK*

DOI: 10.17814/mechanik.2016.3.17

Zaprezentowano zastosowanie obliczeń numerycznych w procesie projektowania wielostopniowej pompy wirowej o niskim wyróżniku szybkobieżności. Przedstawiono i zwalidowano wyniki uzyskane za pomocą dwóch kodów obliczeniowych: ANSYS Fluent i ANSYS CFX. Obliczenia prowadzono dla przepływu w stanie ustalonym i niestalonym. Uzyskane wyniki jednoznacznie wskazują kierunek i sposób prowadzenia badań CFD dla tego rodzaju pomp.

SŁOWA KLUCZOWE: hydrauliczne maszyny przepływowe, wielostopniowe pompy wirowe, obliczenia CFD, walidacja wyników CFD

Discussed in the paper is application of numerical simulations in the design work on the low specific speed multistage centrifugal pumps. The work results were considered and validated by means of two computational codes: ANSYS Fluent and ANSYS CFX. Numerical simulations were held with respect to both Steady Flow and Variable Flow conditions. The aforementioned results unmistakably indicate how and to what goals the CFD simulations for above presented pump types should be carried out.

KEYWORDS: fluid-flow hydraulic machinery, multistage centrifugal pumps, CFD simulations, validation of CFD results

W procesie globalnego rozwoju techniki wiele uwagi poświęca się wysokosprawnemu wytwarzaniu i przetwarzaniu energii. Jest to spowodowane czynnikami ekonomicznymi i rosnącymi wymaganiami dotyczącymi zmniejszania energochłonności maszyn. Blisko 30% całkowitej energii w procesach przemysłowych jest zużywane przez pompy wirowe, dlatego konstruowanie nowych typoszeregu pomp wirowych typu WH o budowie modułowej, przeznaczonych do pompowania paliw płynnych oraz czystej wody o temperaturze do 140 °C. W ramach prac zaprojektowano typoszereg wysokosprawnych układów przepływowych pomp z wykorzystaniem dostępnych, nowoczesnych metod modelowania przepływu CFD.

Głównym celem badań (rzeczywistych i CFD) było opracowanie metodyki prowadzenia symulacji numerycznych dla pomp wielostopniowych o niskim wyróżniku szybkobieżności, które zapewniają wysoką przewidywalność parametrów pomp rzeczywistych na etapie ich konstruowania i modelowania. Przedmiotem badań była pompa WHA.3.14 (14-stopniowa) [5], którą zainstalowano na stacji prób (rys. 1).

Kształt wirnika pompy wirowej jest ściśle powiązany z parametrami hydraulicznymi, jakie ma generować. Wymiary

charakterystyczne dość wąsko określają jego przekrój merydionalny. Ujednoczony opis matematyczny typu wirnika, wynikający z podobieństwa przepływu pomp wirowych, opisuje kinematyczny wyróżnik szybkobieżności n_q [3], zwany również wyróżnikiem kształtu, zdefiniowany zależnością:

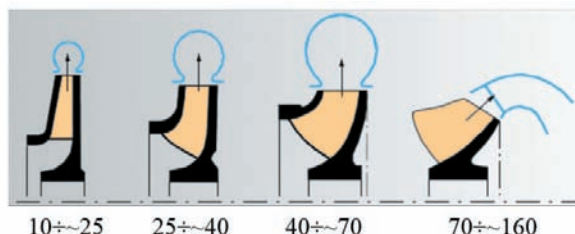
$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H^3}}$$

gdzie: n – prędkość obrotowa, Q – wydajność pompy, H – wysokość podnoszenia.

Ten współczynnik oznacza prędkość obrotową n_q pompy geometrycznie podobnej, o zadanej średnicy wirnika, osiągającej wydajność $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$ przy wysokości podnoszenia $H = 1 \text{ m}$. W technice pompowej n_q przyjmuje się jako wielkość bezwymiarową. Kształt merydionalny wirnika dla odpowiedniej wartości n_q pokazano schematycznie na rys. 2.



Rys. 1. Pompa WHA.3.14 na stanowisku pomiarowym (wydajność $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$, wysokość podnoszenia: $H_{14 \text{ stopni}} = 600 \text{ m}$, $H_{1 \text{ stopnia}} = 42 \text{ m}$)



Rys. 2. Kształt merydionalny wirnika w zależności od wartości kinematycznego wyróżnika szybkobieżności [4]

* Dr inż. Witold Lorenz, dr inż. Marcin Janczak – Dział Badawczo-Rozwojowy Hydro-Vacuum S.A. Grudziądz

Walidacja obliczeń numerycznych dla pomp wirowych o $n_q \approx 40$

Porównanie wyników numerycznych z rzeczywistymi jest kluczowym zagadnieniem związanym z przewidywaniem parametrów modernizowanych i nowych pomp wirowych. Z tego powodu wszystkie prezentowane wyniki zostały potwierdzone badaniami doświadczalnymi.

Dla $n_q = 30 \div 70$ obliczenia CFD dość dobrze pokrywają się z wynikami rzeczywistymi. Wynika to z charakteru przepływu cieczy w wirniku, odznaczającego się: niewielką zmianą kierunku przepływu, relatywnie krótkim kanałem międzyłopatkowym i tym samym względnie zwiększoną odległością pomiędzy współpracującymi palisadami łopatkowymi.

Na rys. 3. zamieszczono charakterystyki energetyczne jednej z badanych pomp głębinowych typu GBC. Liniami ciągłymi oznaczono charakterystyki uzyskane w wyniku pomiarów pompy rzeczywistej, wykonanych na stanowisku badawczym w układzie zamkniętym. Pomiary prowadzono zgodnie z wytycznymi normy ISO 9906:2012 dla klasy 2. Dokładności przyrządów pomiarowych w odniesieniu do zakresu pomiarowego były następujące: ciśnienie barometryczne $\delta P_b = \pm 0,1\%$, wydajność $\delta Q = \pm 0,2\%$, ciśnienie manometryczne $\delta P_m = \pm 0,2\%$, moc $\delta P_w = \pm 0,2\%$, temperatura $\delta t = \pm 0,5^\circ\text{C}$.

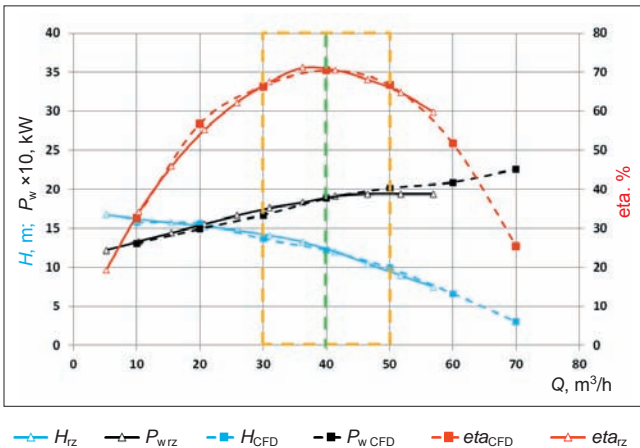
Liniami kreskowymi naniesiono charakterystyki uzyskane na podstawie symulacji numerycznych CFD. Wyniki zilustrowano w przeliczeniu dla jednego stopnia pompy.

W punkcie optymalnym ($Q_{opt} = 40 \text{ m}^3/\text{h}$), w którym pompa ma maksymalną sprawność, rozrzut pomiędzy rzeczywistymi a numerycznymi wartościami parametrów hydraulicznych jest mniejszy niż 1% (tabl. I). Z uwagi na to, że pompy dobiera się do pracy w zakresie wydajności zapewniającym uzyskanie wysokiej sprawności, analizowano przypadek $Q/Q_{opt} = 0,8 \div 1,2$. Rozrzut wyników numerycznych w całym badanym zakresie był większy, ale nadal na dobrym poziomie. Na rys. 4 przedstawiono trajektorie cząstek cieczy dla pompy GBC o $n_q \approx 40$.

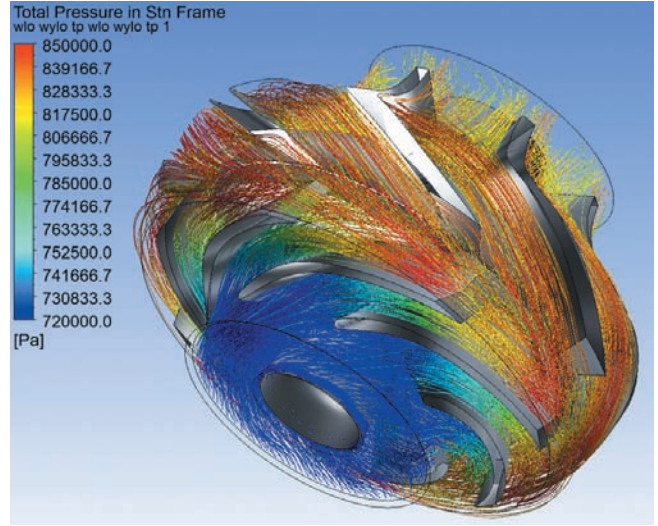
TABLICA I. Walidacja wyników CFD dla $n_q \approx 40$

| Rozbieżność wyników rzeczywistych i CFD | Q_{opt} | $Q/Q_{opt} = (0,8 \div 1,2)$ |
|---|-----------|------------------------------|
| H_{rz}/H_{CFD} | ok. 0,8% | ok. 1,5% |
| $P_{w\ rz}/P_{w\ CFD}$ | ok. 0,3% | ok. 5% |
| $\eta_{a\ rz}/\eta_{a\ CFD}$ | ok. 0,15% | ok. 1,5% |

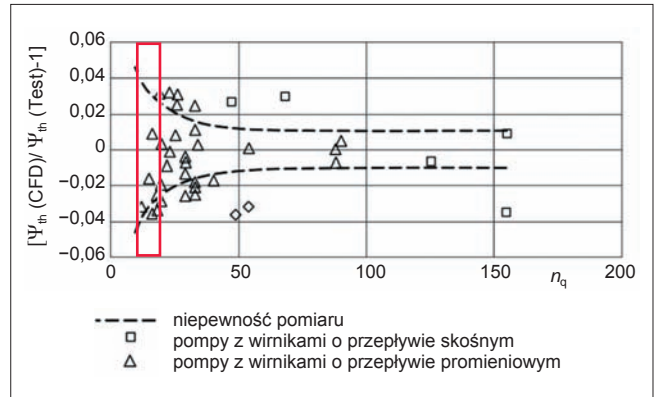
Oznaczenia: H – wysokość podnoszenia, P_w – moc pobierana przez pompę, η_a – sprawność, Q – wydajność; indeksy „rz” i „CFD” odnoszą się odpowiednio do pomiarów rzeczywistych i obliczeń CFD



Rys. 3. Walidacja wyników CFD, $n_q \approx 40$



Rys. 4. Trajektorie cząstek cieczy w stopniu pompy głębinowej, $n_q \approx 40$ [6]



Rys. 5. Porównanie wartości wyróżnika teoretycznej wysokości podnoszenia ψ_{th} obliczonych metodami CFD i zmierzonych – odpowiednio: ψ_{th} (CFD) oraz ψ_{th} (Test) – dla różnych wyróżników szybkoobrotowości n_q [1]; na czerwono zaznaczono zakres $n_q = (12 \div 20)$

Prowadzenie symulacji numerycznych pomp o niskim wyróżniku szybkoobrotowości, tj. o $n_q < 20$, jest dość trudne i mało dokładne. Literatura przedmiotu wskazuje, że rozrzut pomiędzy wynikami rzeczywistymi a numerycznymi może w tym przypadku wynosić 5÷8% [1] (rys. 5), przy czym przytaczane wyniki nie obejmują pomp wielostopniowych, których modelowanie jest bardziej złożone w porównaniu z pompami jednostopniowymi. Jest to związane z kilkoma współdziałającymi cechami, takimi jak:

- wysoki udział strat tarcia tarcz wirujących,
- duży kąt zmiany przepływu (z osiowego na wlocie na promieniowy u wylotu z wirnika),
- niewielka odległość między wylotem z wirnika a krawędzią języka spirali dla pomp jednostopniowych lub łopatek kierownicy odśrodkowej dla pomp wielostopniowych.

Walidacja obliczeń numerycznych dla pomp wirowych o $n_q \approx 18$

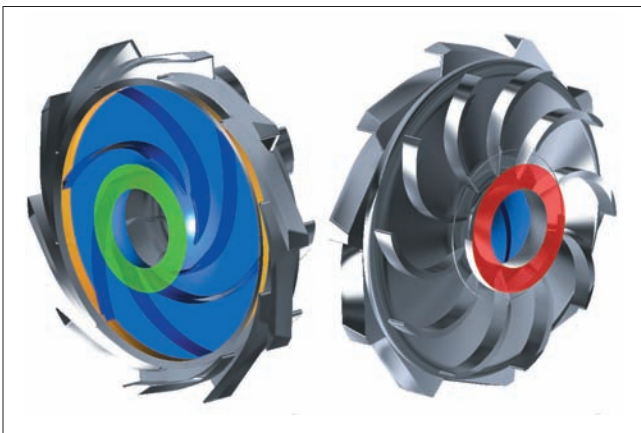
W celu zaprojektowania kształtu wysokosprawnego wirnika i kierownicy pompy wielostopniowej niezbędne jest poznanie charakteru przepływu w obu współpracujących elementach. Konstruktor musi więc sprawdzić nie tylko wartości parametrów fizycznych – takich jak wysokość podnoszenia i pobierana moc – lecz także zidentyfikować potencjalne miejsca stagnacji i tworzenia się prądów powrotnych, które mogą być konsekwencją niewłaściwie ukształtowanych

palisad. Ze względu na wzajemne, dwukierunkowe oddziaływanie wirnika i kierownicy konieczne jest prowadzenie obliczeń dla całego stopnia pompy wielostopniowej, tj. wirnika (rys. 6 – niebieskie elementy) z kierownicą odśrodkowo-dośrodkową (rys. 6 – elementy w kolorze metalicznym).

Prowadzone badania obejmowały cały typoszereg pomp WH, natomiast poszukiwania miarodajnego algorytmu obliczeń ograniczono tylko do jednego z rozwiązań pompy WH.3, na podstawie którego opracowano metodykę symulacji CFD. Parametry rozpatrywanej pompy były następujące: wydajność nominalna $Q_n = 50 \text{ m}^3/\text{h}$, nominalna wysokość podnoszenia $H_n = 42 \text{ m}$ przy nominalnej prędkości obrotowej $n_n = 2950 \text{ min}^{-1}$.

Modele CAD badanych części poddano dyskretyzacji z użyciem elementów tetragonalnych z elementami pryzmatycznymi przy ścianie, bez opcji adaptacji siatki oraz znacznych gradientów rozmiaru oczek siatki (zwiększanie rozmiaru oczka na poziomie $\Delta x \leq 1,2$). Wielkość oczek na powierzchniach łączących poszczególne objętości była stała. Połączenia realizowano za pomocą modeli GGI oraz MRF (rys. 6 – pomarańczowe pole). W pierwszej kolejności prowadzono obliczenia (RANS) przepływu w stanie ustalonym (Steady State, MRF), a później – w stanie nieustalonym (RSI, SMM). Bezwymiarowy współczynnik odległości od ściany Y^+ zawierał się w przedziale $30 < Y^+ < \sim 100$ z zachowaniem modelu standardowej funkcji ścianki. Na wlocie zadawano warunek masowego natężenia przepływu (rys. 6 – zielone pole), natomiast na wylocie – ciśnienie statyczne (rys. 6 – czerwone pole). Ściankom obracającym się w modelu (rys. 6 – niebieskie pola) nadawano prędkość obrotową odpowiadającą prędkości obrotowej wirnika rzeczywistej pompy. Obliczenia wstępne wykonano dla kilku modeli turbulencji (Standard $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$) – okazało się, że wybór modelu nie wpływa istotnie na uzyskiwane wyniki. Na podstawie literatury przedmiotu [2] oraz własnych doświadczeń autorów do dalszej analizy przyjmowano wyłącznie model Realizable $k-\epsilon$ oraz intensywność turbulencji na wlocie wynoszącą 5%. Obliczenia przerywano po ustabilizowaniu się ciśnienia na wlocie i wylocie w ciągu $500 \div 5000$ iteracji oraz uzyskaniu wartości reszt skończonych równań Naviera–Stokesa na poziomie poniżej $10^{-3} \div 10^{-5}$.

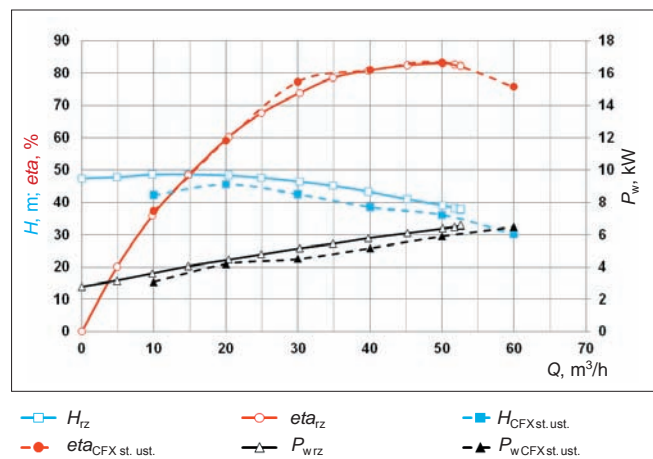
Obliczenia numeryczne prowadzono na kilku etapach, z zastosowaniem dwóch kodów obliczeniowych: ANSYS CFX i ANSYS Fluent. Wszystkie prezentowane dalej wyniki dla stopnia pompy odnoszą się do tej samej geometrii wirnika i kierownicy. Charakterystyki rzeczywiste badanego stopnia przeliczono w taki sposób, aby nie uwzględniły strat mechanicznych, tarcia tarcz wirujących oraz przecieków w uszczelnieniach wewnętrznych wirnika pracującej pompy. Na wykresach liniami ciągłymi oznaczono charakterystyki energetyczne otrzymane na podstawie pomiarów pompy rzeczywistej, a liniami kreskowymi – charakterystyki otrzymane z symulacji numerycznych (z rozróżnieniem na przepływ w stanie ustalonym i nieustalonym).



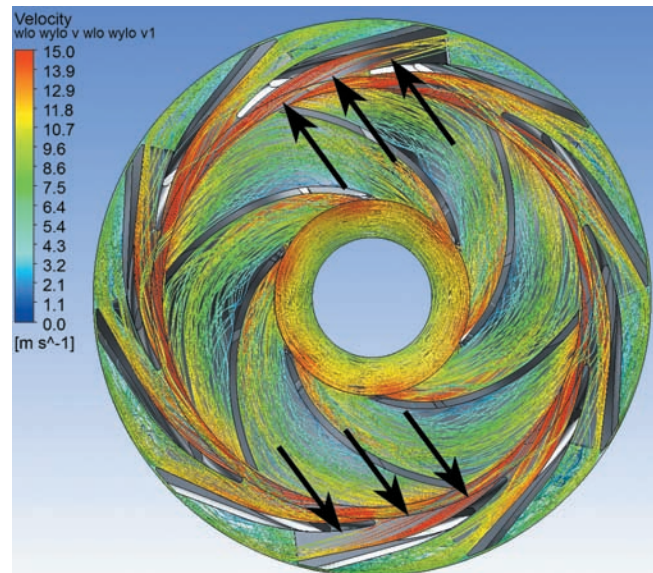
Rys. 6. Model rozpatrywanego stopnia pompy oraz warunki początkowe

■ Solver: ANSYS CFX, przepływ w stanie ustalonym.

Uzyskane charakterystyki energetyczne stopnia pompy przedstawiono na rys. 7. Dla optymalnej wydajności pompy $Q_{opt} = 50 \text{ m}^3/\text{h}$ obliczona sprawność hydrauliczna stopnia w zasadzie pokrywa się z rzeczywistością (z dokładnością ok. 1%), jednak obliczone wartości wysokości podnoszenia i poboru mocy znacznie odbiegają od wartości rzeczywistych (różnice wynoszą odpowiednio ok. 11% i 16%), co wyklucza możliwość zaakceptowania tych wyników. Ponadto nie wszystkie kanały kierownicy odśrodkowej, współpracującej z wirnikiem, są równomiernie wypełnione cieczą – taki przepływ w pompie rzeczywistej jest mało realny, co potwierdza niską wiarygodność uzyskanych wyników. Przypadek ten pokazano na rys. 8, przedstawiającym trajektorie cząstek cieczy poruszających się z daną prędkością względem lokalnego układu współrzędnych danego obszaru obliczeniowego. Strzałkami zaznaczono te strefy kanału kierownicy odśrodkowej, które nie pracują prawidłowo i w których występuje nienaturalny obraz przepływu.



Rys. 7. Walidacja wyników CFD (ANSYS CFX, stan ustalony, $n_q \approx 18$)



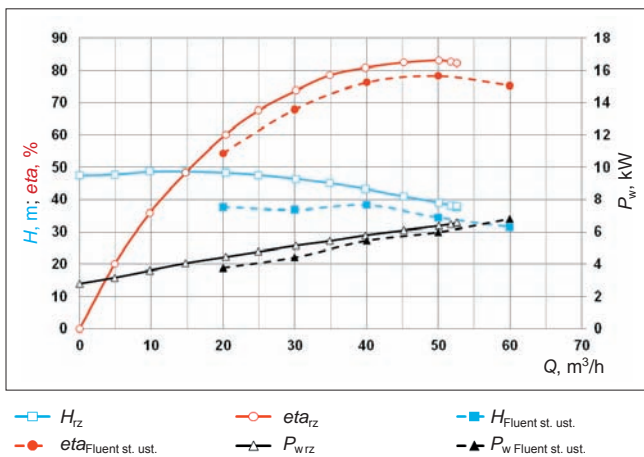
Rys. 8. Trajektorie cząstek cieczy w stopniu pompy (ANSYS CFX, stan ustalony, $n_q \approx 18$)

■ Solver: ANSYS Fluent, przepływ w stanie ustalonym.

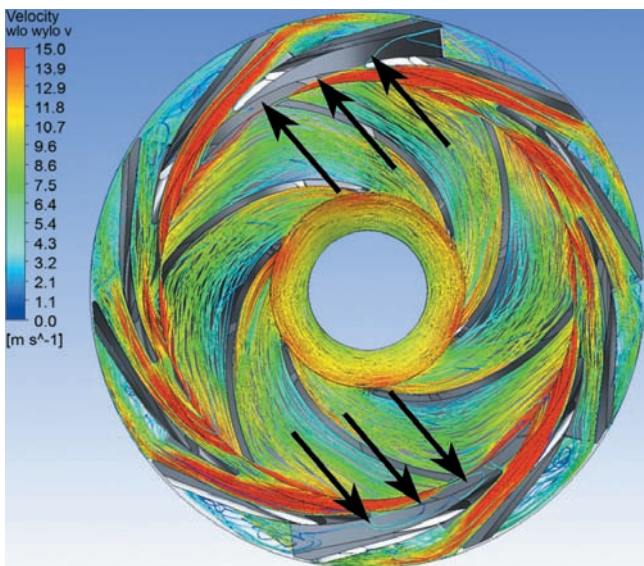
W celu znalezienia bardziej wiarygodnego modelu obliczeniowego dla przepływu w stanie ustalonym przeprowadzono kolejne symulacje w oprogramowaniu ANSYS Fluent. Różnica wysokości podnoszenia dla Q_{opt} jest duża – wynosi ok. 11% (rys. 9).

W przypadku modelu numerycznego moc pobierana była znacznie mniejsza – o ponad 20% – w porównaniu z pompą rzeczywistą. Zaniżone wartości wysokości podnoszenia i poboru mocy powodują, że różnice między sprawnością rzeczywistą i obliczeniową są większe niż 6%. Podobnie jak we wcześniejszej analizie przeprowadzonej w ANSYS CFX tu również nie wszystkie kanały odśrodkowej kierownicy zostały prawidłowo wypełnione (rys. 10). Z uwagi na ten powtarzający się błąd ponownie sprawdzono siatkę numeryczną modelu. W rozpatrywanym stopniu pompy nie wykryto źle pracujących elementów siatki, które mogłyby zawyżać błąd obliczeń.

W analizie przepływu w stanie ustalonym moment obrotowy nadawany jest tylko elementom obracającym się, zatem bryła wirnika i jego siatka faktycznie nie zmieniają swego położenia względem globalnego układu współrzędnych i pozostałych elementów przepływowych (kierownicy) – jest to uwzględniane jedynie w kodzie obliczeniowym. Zaistniało więc podejrzenie, że – niezależnie od solvera zastosowanego do obliczeń przepływu w stanie ustalonym – w obszarze niewłaściwie pracujących kanałów wystąpiło niekorzystne wzajemne ułożenie krawędzi splotu łopatki wirnika i krawędzi wlotowej łopatki kierownicy odśrodkowej. Zdecydowano o przeprowadzeniu obliczeń przepływu w stanie nieustalonym, przy czym warunki brzegowe i początkowe określono na podstawie analizy przepływu w stanie ustalonym.

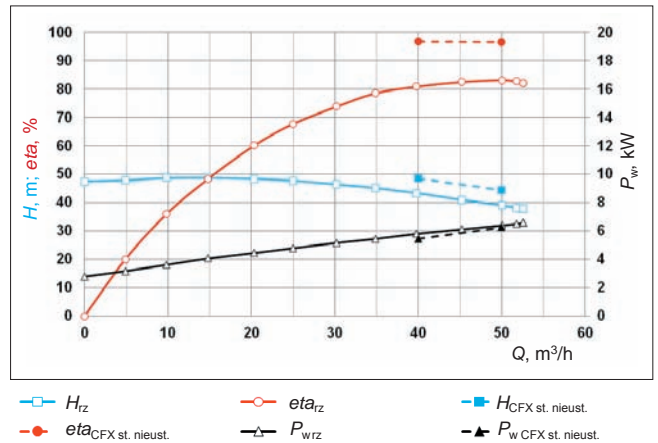


Rys. 9. Walidacja wyników CFD (ANSYS Fluent, stan ustalony, $n_q \approx 18$)

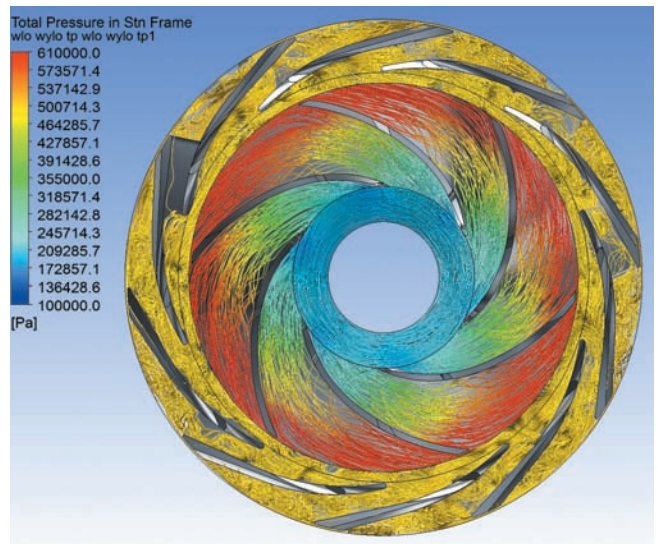


Rys. 10. Trajektorie cząstek cieczy w stopniu pompy (ANSYS Fluent, stan ustalony, $n_q \approx 18$)

■ Solver: ANSYS CFX, przepływ w stanie nieustalonym. Obliczenia dotyczące przepływu w stanie nieustalonym przeprowadzono z krokiem czasowym spełniającym warunek CFL, tj. nieprzekraczającym wartości granicznej i zapewniającym stabilność rozwiązania numerycznego. Charakterystyki otrzymane w wyniku prowadzonych badań numerycznych nadal odbiegały istotnie od charakterystyk rzeczywistych (rys. 11). Obliczeniowa wysokość podnoszenia była większa od rzeczywistej o 8%. Różnice wartości mocy były akceptowalne – wyniosły ok. 3%, natomiast w przypadku sprawności rozbieżności były znaczne – ok. 7%. Tak duży błąd jest skutkiem niewłaściwej jakości przepływu (rys. 12).



Rys. 11. Walidacja wyników CFD (ANSYS CFX, stan nieustalony, $n_q \approx 18$)

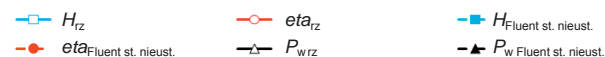
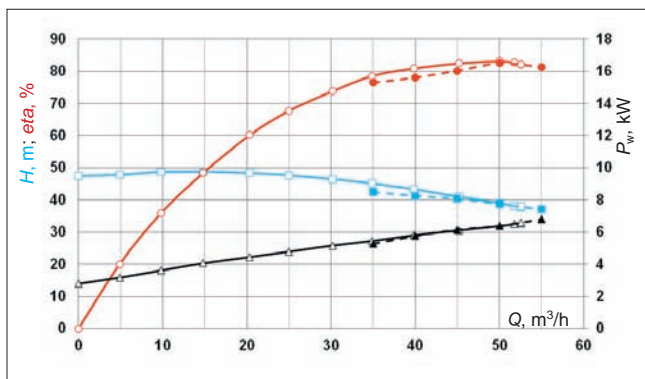


Rys. 12. Trajektorie cząstek cieczy w stopniu pompy (ANSYS CFX, stan nieustalony, $n_q \approx 18$)

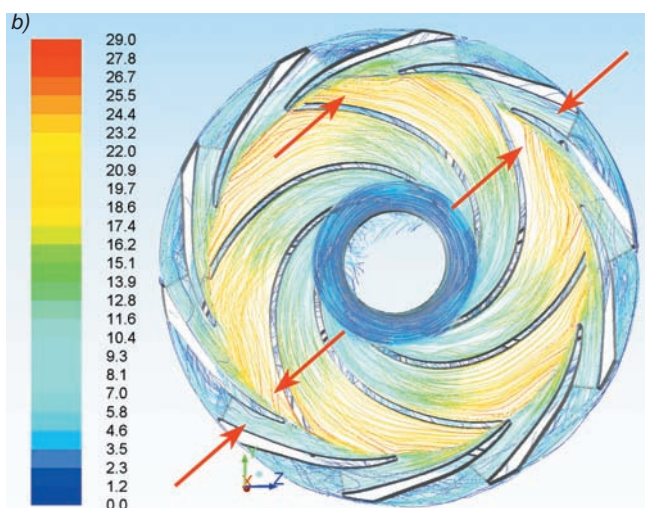
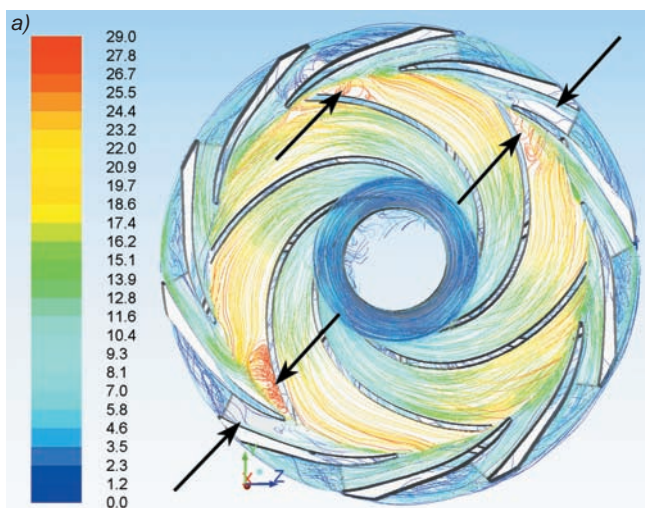
Przepływ w wirniku pompy jest prawidłowy, z równomiernym rozkładem ciśnień całkowitych, jednak kanały kierownicy odśrodkowej nie zachowują nadanego w wirniku charakteru przepływu. Wyraźnie widać zaburzenia przepływu i nienaturalne trajektorie cząstek cieczy, a także niezachowanie ciągłości wartości ciśnienia. Zawirowania te sugerowały nieprawidłowe połączenie objętości wirnika i kierownicy. Należy jednak zauważyć, że analizie poddano ten sam model dyskretny co poprzednio, więc omawiane nieprawidłowości byłyby widoczne już w obliczeniach przepływu w stanie ustalonym, a mianowicie: pojawiłyby się zwiększone wartości prędkości w obszarach „przekazujących” wartości obliczeniowe z jednoczesnym występowaniem znacznych gradientów oraz martwych stref przepływu w obszarach niewspółpracujących.

■ **Solver: ANSYS Fluent, przepływ w stanie nieustalonym.** Z uwagi na niezadowalające wyniki symulacji przepływu w stanie nieustalonym, uzyskane za pomocą ANSYS CFX, obliczenia powtórzono z użyciem ANSYS Fluent i – podobnie jak poprzednio – warunki brzegowe i początkowe określono na podstawie obliczeń przepływu w stanie ustalonym.

W punkcie optymalnym rozrzut pomiędzy wartościami rzeczywistymi a numerycznymi wynosił: w przypadku wysokości podnoszenia – ok. 4,5%, mocy pobieranej – ok. 1,7%,



Rys. 13. Walidacja wyników CFD (ANSYS Fluent, stan nieustalony, $n_q \approx 18$)



Rys. 14. Trajektorie cząstek cieczy w stopniu pompy uzyskane za pomocą ANSYS Fluent: a) przepływ w stanie ustalonym, b) przepływ w stanie nieustalonym

TABLICA II. Walidacja wyników CFD (ANSYS Fluent, stan nieustalony, $n_q \approx 18$)

| Analizowane parametry hydrauliczne | Procentowe rozbieżności między wynikami rzeczywistymi i CFD dla: | |
|---|--|------------------------|
| | Q_{opt} | $Q/Q_n = 0,8 \div 1,2$ |
| $H_{rz}/H_{Fluent\ st.\ nieust.}$ | ok. 4,5% | ok. 7% |
| $P_{wrz}/P_{w\ Fluent\ st.\ nieust.}$ | ok. 1,7% | ok. 1,8% |
| $\eta_{rz}/\eta_{Fluent\ st.\ nieust.}$ | ok. 3,7% | ok. 3,7% |

a sprawności – mniej niż 4% (tabl. II). W zakresie zalecanego doboru pompy $Q/Q_n = 0,8 \div 1,2$ większy błąd dotyczy tylko wysokości podnoszenia – nie przekracza 7%. W przypadku poboru mocy i sprawności błąd utrzymuje się na podobnym poziomie. W rozpatrywanym zakresie obliczeniowym i rzeczywiste charakterystyki energetyczne dość dobrze się pokrywają i mają podobny kształt (rys. 13).

Na rys. 14 porównano rozkłady prędkości względnej w wirniku i kierownicy odśrodkowej, uzyskane za pomocą ANSYS Fluent (Q_{opt}) odpowiednio dla przepływu w stanie ustalonym (rys. 14a) i nieustalonym po określonym obrocie wirnika (rys. 14b). Wyniki obliczeń przepływu w stanie ustalonym wskazują na wir prądu powrotnego w strefie u wylotu z łopatyki wirnika, w bliskim sąsiedztwie niewłaściwie pracującego kanału odśrodkowego kierownicy (czarne strzałki). Wskutek obrotu całej objętości wirnika w symulacji przepływu w stanie nieustalonym nieprawidłowo pracująca strefa uległa wygaszeniu, a kanały kierownicy zostały całkowicie wypełnione (czerwone strzałki). Jest to właściwy obraz przepływu w wielostopniowych pompach wirowych.

Podsumowanie

Obliczenia numeryczne pozwalają na szybką ocenę danego rozwiązania konstrukcyjnego. Trzeba jednak pamiętać, że ich wynik zawsze jest przybliżony. W przypadku omawianej w artykule pompy ten wynik jest funkcją: kształtu układu przepływowego pompy, jakości modelu dyskretnego (w tym wprowadzonych uproszczeń), warunków początkowych i brzegowych oraz wykorzystanych modeli turbulencji zamykających układy równań. Na podstawie przeprowadzonych badań stwierdzono, że dla konstruowanych pomp wielostopniowych o niskim wyróżniku szybkoobrotowości najbardziej zadowalający wynik symulacji otrzymano w ANSYS Fluent dla przepływu w stanie nieustalonym.



Artykuł opracowano na podstawie wyników projektu „Modelowe pompy wielostopniowej o podwyższonej zdolnościach ssania”, który jest współfinansowany przez Unię Europejską z Europejskiego Funduszu Rozwoju Regionalnego.

LITERATURA

- Gülich J.F. „Centrifugal pump”. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- „ANSYS documentation for Release 15.0”. Canonsburg: ANSYS Inc., 2015.
- Jędrał W. „Pompy wirowe”. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2014.
- „User manual for CFturbo 9.2 software”. Drezno: CFturbo Software & Engineering GmbH, 2014.
- „Modelowe pompy wielostopniowe o podwyższonej zdolnościach ssania”. Sprawozdanie merytoryczne z realizacji Zadania 1 (BP) pt. „Opracowanie, wykonanie i badania modelowego układu mechanicznego i przepływowego modelowej pompy wielostopniowej serii WH o wielkości DN50”, nr POIG.01.04.00-04-066/12, dokument wewnętrzny Hydro-Vacuum S.A., Grudziądz, 2013.
- „Raport obliczeń numerycznych pompy głębinowej GBC.4”. Raport wewnętrzny Hydro-Vacuum S.A., Grudziądz, 2014.