

## CIEPLNE MASZyny PRZEPLYWOWE

No. 144

TURBOMACHINERY

2013

Krzysztof KANTYKA, Adam PAPIERSKI  
*Politechnika Łódzka*  
*Instytut Maszyn Przepływowych*  
*e-mail: krzysztof.kantyka@p.lodz.pl, adpapier@p.lodz.pl*

### **OPTYMALIZACJA WIRNIKA POMPY – WPŁYW NIEKTÓRYCH PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH OPISUJĄCYCH KSZTAŁT ŁOPATKI**

*Streszczenie:* W artykule zamieszczono wyniki przeprowadzonego procesu optymalizacji kształtu łopatki wirnika stopnia pierwszego pompy wielostopniowej. Wykorzystano do tego celu jedną z metod optymalizacji konstrukcji z ograniczeniami. Funkcjami celu w tym przypadku są: największa z możliwych sprawności oraz najmniejsza z możliwych nadwyżek antykawitacyjnych (NPSH).

*Słowa kluczowe:* pompy przepływowe wielostopniowe, kawitacja, metody projektowania, optymalizacja.

### **OPTIMIZATION OF THE PUMP IMPELLER – EFFECT OF SOME GEOMETRIC PARAMETERS DESCRIBES SHAPE OF BLADE**

*Abstract:* The article describes the results of the optimization process, the shape of the impeller blades of the first stage of multi-stage pump. Used for this purpose one of the methods of design optimization with constraints. Functions to in this case are: the highest possible efficiency and the lowest possible surplus anti-cavitation (NPSH).

*Keywords:* multistage pumps, cavitation, design methods, optimization.

#### **1. WSTĘP**

Od wirników stopni pierwszych, wielostopniowych pomp odśrodkowych o niskich kinematycznych wyróżnikach szybkobieżności ( $n_q = 10 \div 30$ ) wymaga się, poza uzyskaniem maksymalnej z możliwych sprawności, również realizacji minimalnych z możliwych nadwyżek antykawitacyjnych NPSH [1]. Jest to

szczególnie istotne z punktu widzenia zużycia energii oraz zmniejszenia kosztów związanych z zabudową pomp.

Dotychczas stosowane metody projektowania wirników pomp oparte na jednowymiarowym modelu przepływu czynnika przez kanały hydrauliczne nie pozwalają na zaprojektowanie wirnika, który spełniałby jednocześnie wymagania dotyczące sprawności oraz nadwyżki NPSH.

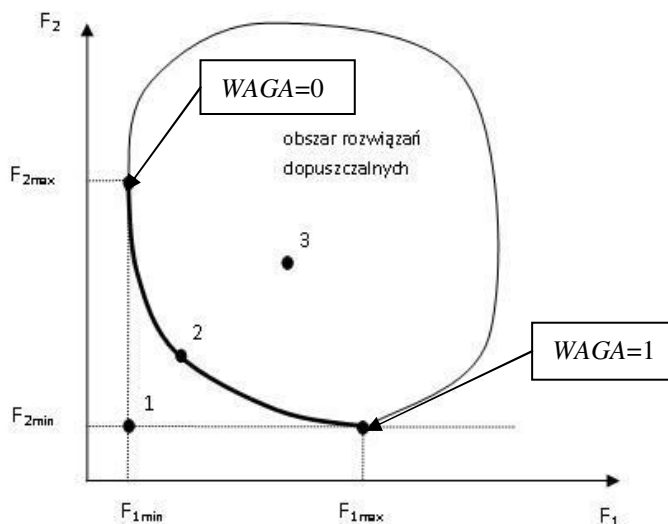
W obecnych czasach proces projektowania wirników jest wspomagany poprzez wprowadzenie metod numerycznej mechaniki płynów, a także metod optymalizacji konstrukcji. Pozwala to na znalezienie takiej geometrii wirnika, która przy stawianych założeniach (ograniczeniach) spełnia postawione wymagania w sposób najlepszy z możliwych. Wymagania te zwane są funkcjami celu.

## **2. WIELOKRYTERIALNA OPTIMALIZACJA KSZTAŁTU KANAŁÓW WIRNIKA**

W przypadku gdy od konstrukcji wymaga się spełnienia więcej niż jednej funkcji celu, mówi się o optymalizacji wielokryterialnej. Okazuje się, że jednoczesne spełnienie wszystkich kryteriów (funkcji celu) jest niemożliwe. W takim przypadku podejmuje się decyzję dotyczącą ważności poszczególnych kryteriów, zachowując przy tym pewien kompromis. Problem wielokryterialnego optymalnego wyboru (w skrócie PWOW) opisano w [4]. W celu rozwiązania tego problemu określa się zbiór rozwiązań dopuszczalnych, a także zbiór ich ocen.

W praktyce zadanie dotyczące optymalizacji wielokryterialnej rozwiązuje się na podstawie koncepcji sformułowanej przez Pareto. Według Pareto rozwiązanie optymalne to takie, w którym nie ma możliwości poprawienia żadnego z kryteriów cząstkowych bez pogorszenia przynajmniej jednego z pozostałych (patrz punkt 2 rys. 1). W większości przypadków poszukiwania optymalnego rozwiązania prowadzą do minimalizacji poszczególnych kryteriów. W przypadku gdy poszukiwana jest maksymalna wartość danej funkcji celu, zadanie maksymalizacji sprowadza się do zadania minimalizacji poprzez przemnożenie cząstkowej funkcji celu przez wartość -1.

Na rysunku 1 przedstawiono koncepcję rozwiązania optymalnego w sensie Pareto. Punkt oznaczony jako 1 jest rozwiązaniem idealnym niemożliwym do osiągnięcia. Punkt 3 należy do obszaru rozwiązań dopuszczalnych i możliwe jest polepszenie tego rozwiązania zarówno dla funkcji celu  $F_1$ , jak i  $F_2$ .



Rys. 1. Definicja optimum w sensie Pareto

Fig. 1. Definition of Pareto optimum

Ze względu na to, że rozwiązanie w sensie Pareto jest niejednoznaczne, po otrzymaniu zbioru rozwiązań optymalnych należy przyjąć dodatkowe kryteria celem określenia najlepszego rozwiązania tzw. preferowanego. Według przedstawionej koncepcji należy dokonać:

- normalizacji cząstkowych funkcji celu (czynność konieczna w szczególności w przypadku, gdy dane kryteria różnią się między sobą pod względem jednostki bądź różnią się w sposób znaczący skalą wartości),
- skalaryzacji znormalizowanej funkcji celu z wykorzystaniem współczynników wag,
- określenia zbioru rozwiązań kompromisowych,
- określenie zbioru funkcji preferowanych,
- wyboru spośród zbioru funkcji preferowanych rozwiązania optymalnego.

W trakcie przedstawionych w niniejszym artykule badań numerycznych została przyjęta normalizacja oparta na maksymalnych oraz minimalnych wartościach cząstkowych funkcji celów zgodnie ze wzorem (1)

$$F'_i(x) = \frac{F_i(x) - F_{i\min}(x)}{F_{i\max}(x) - F_{i\min}(x)}, \quad (1)$$

gdzie:  $F_i'(x)$  – wartość znormalizowanej cząstkowej funkcji celu,  
 $F_i(x)$  – aktualna wartość funkcji celu,  
 $F_{i\min}(x)$  – minimalna wartość funkcji celu,  
 $F_{i\max}(x)$  – maksymalna wartość funkcji celu.

Poprzez zastosowanie skalaryzacji funkcji celu zadanie polioptymalizacji można sprowadzić do zadania jednokryterialnego z nadrzędną funkcją celu. Polega to na wprowadzeniu parametru *WAGA* – wzór (2). W skład głównego (nadrzędnego) kryterium wchodzi, tzw. kryteria cząstkowe.

$$F(x) = (1 - WAGA) \cdot F_1(x) + WAGA \cdot F_2(x) \quad (2)$$

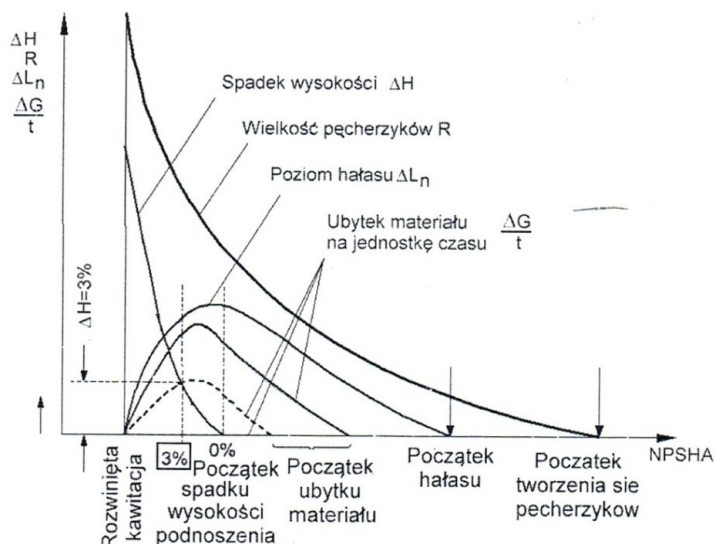
W zależności od przyjętej wartości parametru *WAGA* funkcja  $F(x)$  przyjmuje różne wartości (tworzony jest zbiór wartości kompromisowych). Przyjmując parametr  $WAGA = 0$  funkcja  $F(x)$  staje się zadaniem optymalizacji z kryterium  $F_1$  i analogicznie dla  $WAGA = 1$  zadaniem z kryterium  $F_2$  (patrz rys. 1).

### 3. ZWIĄZEK POMIĘDZY OBSZARAMI PAROWO-GAZOWYMI NA WLOCIE WIRNIKA A WARTOŚCIĄ NPSH

Poprawna pracy pompy (poza obszarem występowania kawitacji) wymaga zapewnienia odpowiedniej wartości nadwyżki antykawitacyjnej *NPSH* (ang. Net Positive Suction Head). Na rys. 2 przedstawiono wpływ rozporządzalnej nadwyżki antykawitacyjnej *NPSHA* na wybrane parametry pracy pompy. Wartość *NPSHA* można wyznaczyć na podstawie równania (3)

$$NPSHA = \frac{p_{wl} - p_{vap}}{\rho \cdot g} + \frac{c_{wl}^2}{2g}, \quad (3)$$

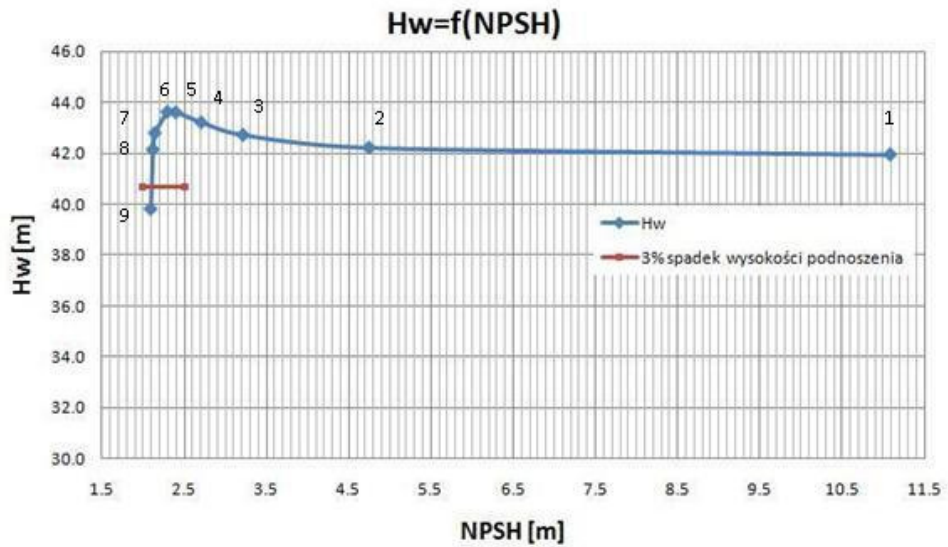
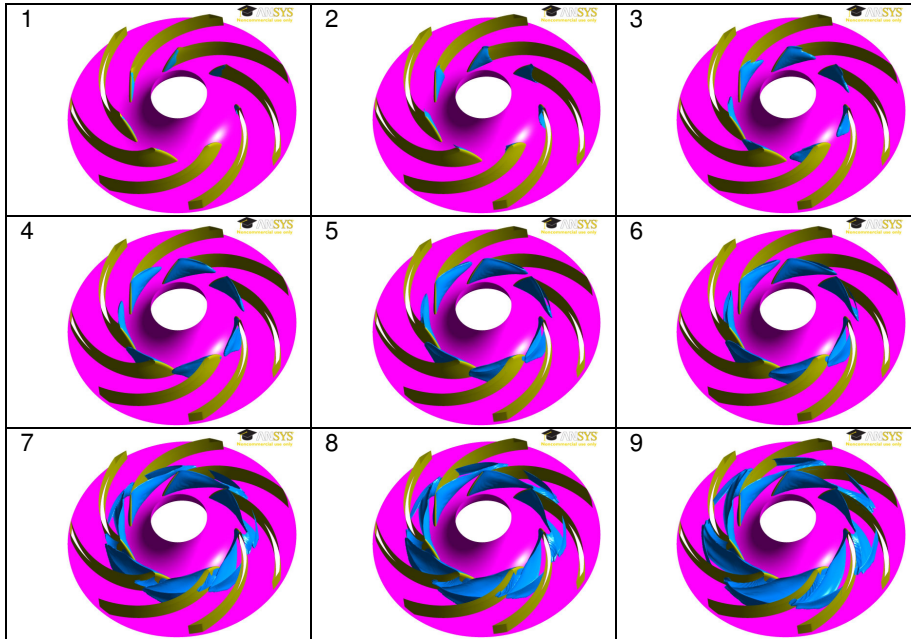
gdzie:  $p_{wl}$  – ciśnienie na wlocie do wirnika,  
 $p_{vap}$  – ciśnienie pary nasyconej cieczy,  
 $c_{wl}$  – prędkość w płaszczyźnie wlotu do wirnika.



Rys. 2. Wpływ rozporządzalnej nadwyżki antykawitacyjnej NPSHA na wybrane parametry pracy pompy [2]

Fig. 2. Influence NPSHA on selected parameters of the pump [2]

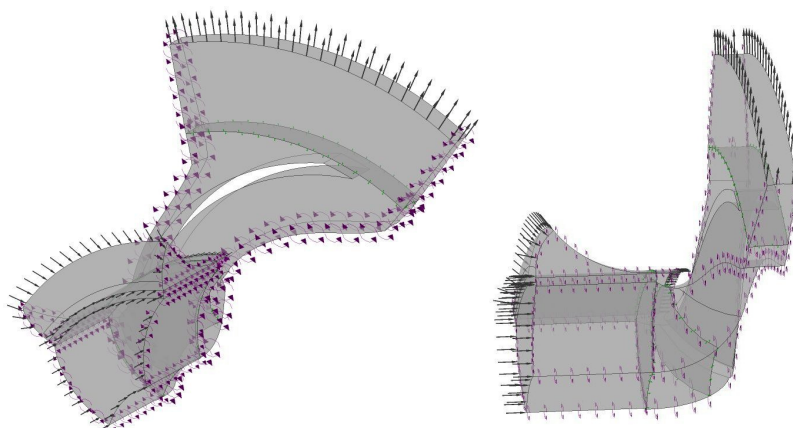
Do powstania zjawiska kawitacji można doprowadzić na wiele sposobów. Jednym z nich jest obniżenie ciśnienia  $p_{wl}$  na wlocie do wirnika (patrz równanie (3)). Dokonując zmian wartości tego ciśnienia oraz wyznaczając wysokości podnoszenia dla tej wartości można wykreślić charakterystykę kawitacyjną przy stałej wydajności  $H_w = f(NPSH)$  przedstawioną na rys. 3. Za początek kawitacji umownie przyjmuje się wartość NPSH (oznaczaną często jako  $NPSH_3$ ), dla której obserwujemy 3% spadek wysokości podnoszenia wirnika w stosunku do wartości nominalnych. Jednak jak wynika z rys. 2 niektóre zjawiska świadczące o istnieniu kawitacji można zaobserwować wcześniej (np. hałas lub ubytek materiału).

Rys. 3. Charakterystyka kawitacyjna przy  $Q = \text{const}$ Fig. 3. Characteristics of cavitation at  $Q = \text{const}$

Zaobserwowany spadek wysokości podnoszenia związany jest z rozwojem obszaru fazy parowo-gazowej w kanałach międzyłopatkowych wirnika (rys. 3). W przypadku gdy obszar ten przesłania cały kanał międzyłopatkowy, następuje gwałtowny spadek wysokości podnoszenia. Dokonując obliczeń numerycznych trójwymiarowego dwufazowego przepływu średnioustalonego przez wirnik, wyznacza się udział objętościowy fazy parowej występującej w obszarze wirnika pompy. Udział ten może stanowić ilościowy wskaźnik nadwyżki antykawitacyjnej.

#### **4. OPTYMALIZACJA KSZTAŁTU KANAŁÓW WIRNIKA**

Procesowi optymalizacji został poddany kanał wirnika I stopnia pompy odśrodkowej. Uwzględniono dwa układy zadań. Zadanie pierwsze pokazano na rys. 4. Model numeryczny tego układu składa się z wycinka komory ssawnej, modelu przecieku z uszczelnienia przedniego oraz wirnika. Dodatkowo wprowadzono do modelu element w postaci kierownicy odśrodkowej bezłopatkowej. Zabieg ten miał na celu odsunięcie powierzchni warunku brzegowego na wylocie z wirnika od krawędzi wylotowych łopatek. Wynikało to z obawy wpływu warunku brzegowego na wyniki obliczeń numerycznych. Zadanie w drugim układzie nie uwzględniało przecieku z uszczelnienia przedniego wirnika.



Rys. 4. Układ do optymalizacji wirnika – preprocesor programu ANSYS-CFX

Fig. 4. A system for optimizing the rotor – preprocessor ANSYS CFX

Do przeprowadzenia procesu optymalizacji wirnika użyto metody gradientowej bazującej na algorytmie quasi newtonowskim z ograniczeniami – tzw. metody IFFCO (ang. Implicit Filtering for Constrained Optimization) [3]. Metoda ta, ze względu na zmienny krok w procedurze estymacji gradientu, może służyć w praktyce do wyznaczania globalnego minimum funkcji

posiadającej wiele lokalnych minimów. Należy jednak zaznaczyć, że nie ma pewności co do tego, że znalezione minimum jest minimum globalnym bez powtórzenia obliczeń z różnych punktów startowych.

Zadaniem użytego algorytmu było znalezienie optymalnego kształtu łopatek wirnika, dla którego osiągnie się maksymalną z możliwych wartości sprawności, a także minimalną wartość objętości fazy parowej.

Warunkiem koniecznym jest dokonanie parametrycznego opisu kształtu łopatek wirnika [\*]. Niektóre z tych parametrów mogą być ustalone jako wartości stałe (będące ograniczeniami), inne zwane *zmiennymi decyzyjnymi* mogą być wyznaczone przy użyciu procedur optymalizacyjnych. Parametryzację kształtu wirnika wykonano w programie „Blademodeler” pakietu ANSYS-CFX.

Jako dodatkowe ograniczenie w procesie poszukiwania rozwiązania optymalnego zostało wprowadzone ograniczenie zarówno z góry jak i z dołu na wysokość podnoszenia wirnika ( $\pm 3\%$ ).

Ze względu na to, że dla nominalnej wartości ciśnienia na wlocie do układu ilość fazy parowej była nieznacząca, zdecydowano się na przeprowadzenie optymalizacji przy wartości ciśnienia, dla którego objętość pary była znacząca (punkt 4, rys. 3).

W tabeli 1 podano parametry będące zmiennymi decyzyjnymi a także wyniki przeprowadzonych optymalizacji dla wartości parametru  $WAGA = 0.5$ .

Tabela 1. Parametry otrzymane w wyniku optymalizacji

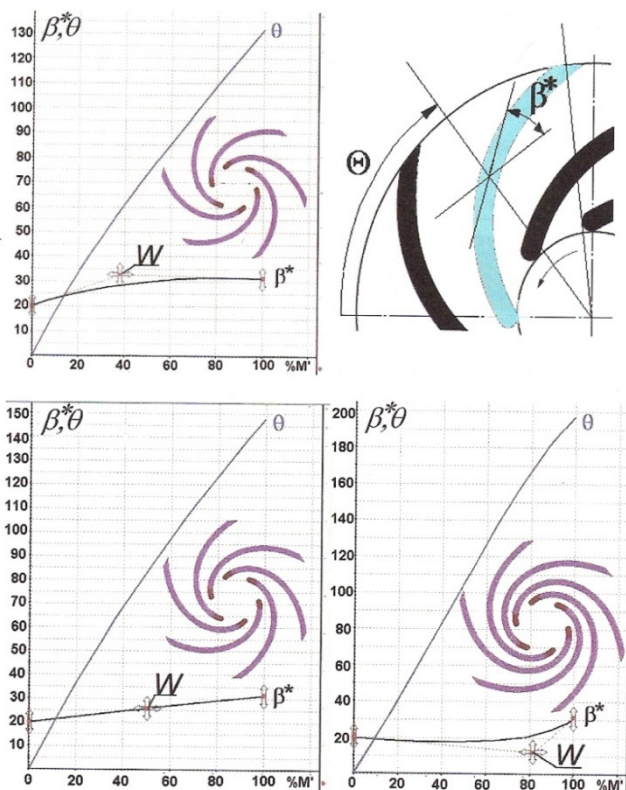
Table 1. The Parameters obtained by optimization

| Parametr                               | $\beta_{1h}^*$ | $\beta_{1s}^*$ | $\beta_2^*$ | $\%M^l$ | $\beta_{\%M^l}^*$ | $\theta_s$ | $\gamma$ |
|--|----------------|----------------|-------------|---------|-------------------|------------|----------|
| Wymiar                                 | [°]            | [°]            | [°]         | [%]     | [°]               | [°]        | [°]      |
| Wartości początkowe                    | 20.8           | 51.3           | 21.6        | 10.1    | 31.8              | 91.2       | 19.9     |
| Obliczenia z przeciekami<br>WAGA = 0.5 | 15.0           | 31.9           | 24.8        | 22.9    | 31.8              | 80.0       | 8.1      |
| Obliczenia bez przecieku<br>WAGA = 0.5 | 15.0           | 30.2           | 24.8        | 31.8    | 32.6              | 81.4       | 8.0      |

gdzie:

- $\beta_{1h}^*$  – kąt konstrukcyjny łopatki na wlocie przy powierzchni tarczy tylnej – piasty,
- $\beta_{1s}^*$  – kąt konstrukcyjny łopatki na wlocie przy powierzchni tarczy przedniej,
- $\beta_2^*$  – kąt konstrukcyjny łopatki na wylocie,
- $\%M^l, \beta_{\%M^l}^*$  – współrzędne punktu węzłowego „W” (rys. 5) krzywej Bezier’a określającej kształt łopatki,
- $\theta_s$  – współrzędna kątowa krawędzi wlotowej łopatki na tarczy przedniej,
- $\gamma$  – kąt określający pochylenie krawędzi wlotowej łopatki wirnika.

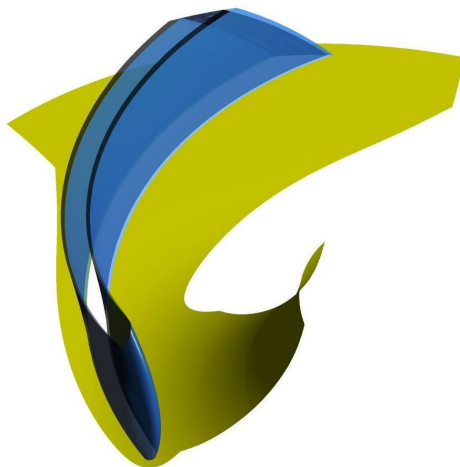




Rys. 5. Wpływ przebiegu kąta konstrukcyjnego łopatkki  $\beta^*$  na jej długość [5]

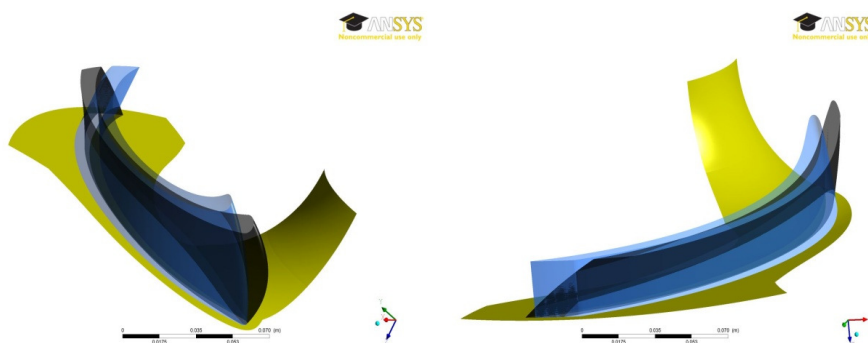
Fig. 5. The impact of the course design angle the blade to its length [5]

Jak wynika z tabeli 1 dla układu uwzględniającego przeciek na przedniej tarczy wirnika oraz dla układu, który nie uwzględniał tego przecieku, otrzymano zbliżone wartości poszczególnych zmiennych decyzyjnych. W obu przypadkach dla ciśnienia, przy którym prowadzony był proces optymalizacji, zaobserwowano prawie dwukrotne zmniejszenie ilości fazy parowej na wirniku, a także wzrost sprawności o ok. 1%. Po dokonaniu obliczeń numerycznych dla ciśnienia nominalnego (patrz pkt. 1, rys. 3) okazało się, że sprawność optymalnego wirnika wzrosła o ponad 3% (w obu przypadkach). Na rys. 6 zaprezentowano różnice pomiędzy geometriami otrzymanymi w wyniku optymalizacji (kolorem czarnym oznaczono geometrię uwzględniającą przeciek z uszczelnienia przedniego).



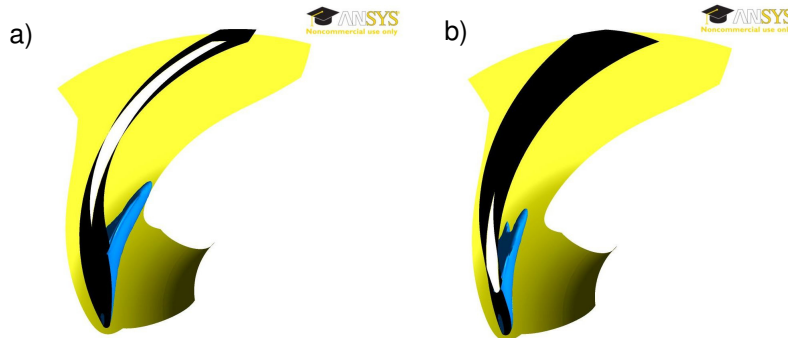
Rys. 6. Porównanie geometrii optymalnej dla wersji z przeciekiem i bez przecieku  
Fig. 6. Comparison of the optimum geometry for the version of the leak and no leak

Rysunek 7 przedstawia różnice pomiędzy geometrią o parametrach początkowych oraz geometrią otrzymaną na drodze optymalizacji konstrukcji dla układu nieuwzględniającego przecieku z uszczelnienia przedniego wirnika. Kolorem czarnym oznaczono geometrię o parametrach optymalnych.



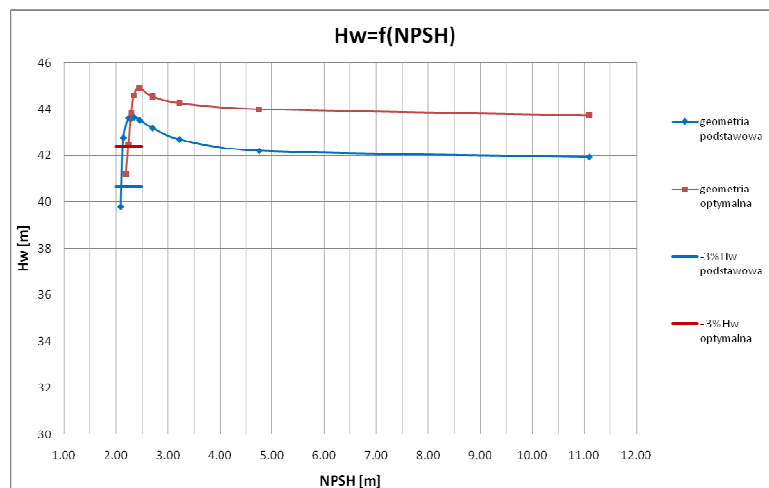
Rys. 7. Porównanie wirnika o geometrii początkowej oraz optymalnej  
Fig. 7. Comparison of the initial geometry of the impeller and the optimal

Na rysunku 8 przedstawiono różnice w ilościach objętości pary wodnej występującej w obszarze wirnika dla geometrii podstawowej oraz optymalnej (bez przecieku).



Rys. 8. Objętości pary wodnej na wirniku: a) geometria podstawowa, b) optymalna  
 Fig. 8. The volume of water vapor on the rotor: a) basic geometry, b) optimal geometry

Dla geometrii optymalnej wyznaczono charakterystykę kawitacyjną dla nominalnej wartości strumienia objętości. Rys. 9 przedstawia porównanie otrzymanych charakterystyk przed i po optymalizacji wirnika.



Rys. 9. Charakterystyki kawitacyjne dla geometrii początkowej i optymalnej  
 Fig. 9. Cavitation characteristics for the initial geometry and optimal

Różnica w wartościach  $NPSH_3$  wynosi ok. 10 cm. Pomimo dwukrotnego spadku ilości pary wodnej dla wartości ciśnienia, przy którym prowadzono proces optymalizacji okazuje się, że charakterystyka kawitacyjna obrywa się praktycznie w tym samym miejscu.

#### 4. UWAGI I WNIOSKI

W wyniku przeprowadzonego procesu optymalizacji wirnika (dla dwóch przedstawionych układów) otrzymano geometrię, dla której osiągnięto maksymalną z możliwych do uzyskania sprawności oraz minimalną z możliwych wartości ilości pary wodnej w obszarze wirnika, przy danych ograniczeniach.

W obu badanych przypadkach uzyskano:

- dwukrotne zmniejszenie ilości pary wodnej oraz ok. 1% wzrost sprawności dla ciśnienia, przy którym prowadzono proces optymalizacji;
- ponad 3% wzrost sprawności wirnika dla geometrii optymalnej, przy ciśnieniu nominalnym, praktycznie identyczne wartości parametrów określających kształt wirnika.

W prezentowanym przypadku można stwierdzić, że:

- uwzględnienie przecieku z uszczelnienia przedniego wirnika w badanym przypadku nie wpłynęło na wartości otrzymanych w wyniku optymalizacji parametrów określających kształt łopatki wirnika,
- pomimo dwukrotnego zmniejszenia ilości pary wodnej w obszarze wirnika nie uzyskano znaczącej poprawy wartości NPSH<sub>3</sub>.

Przeprowadzone badania numeryczne pozwalają przypuszczać, że pomimo braku poprawy wartości NPSH<sub>3</sub>, przyjęte zmienne decyzyjne do optymalizacji kształtu wirnika pozwalają na znaczną redukcję ilości pary wodnej w obszarze wirnika. Dzięki temu możliwe jest zaprojektowanie takiej geometrii wirnika, dla której zjawiska takie jak ubytek materiału czy hałas (patrz rys. 2) rozpoczną się później. Pozwoli to jednocześnie zwiększyć trwałość wirnika oraz wydłużyć czas międzyremontowy pompy.

#### LITERATURA

- [1] Błaszczak A., Kantyka K.: *Koncepcja optymalizacji sprawności i nadwyżki antykawitacyjnej (NPSH) stopnia wlotowego odśrodkowej pompy wielostopniowej lub jednostopniowej*, Ciepłe Maszyny Przepływowe Turbomachiny, No. 137, Zeszyty Naukowe Nr 1072, Łódź, 2010, ss. 7-12.
- [2] European Association of Pump Manufacturers. NPSH for Rotodynamic Pumps: a reference guide. The Europump Guides to Advanced Pumping Technology. ISBN 1 85617 356 9.
- [3] Kelley C.T.: *Iterative Methods for Optimization*. SIAM 1999.
- [4] Ostwald M.: *Podstawy optymalizacji konstrukcji*, Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań, 2003.
- [5] Papierski A.: *Wielokryterialna i wielopoziomowa optymalizacja kształtu półotwartych wirników pomp o niskich wyróżnikach szybkoobrotowości*, Zeszyty Naukowe nr 1073, Politechnika Łódzka, Rozprawy Naukowe, Z. 397, Łódź, 2010.
- [6] Kantyka K., Papierski A.: *Parametryzacja geometrii promieniowego wirnika odśrodkowej pompy wielostopniowej*, Ciepłe Maszyny Przepływowe Turbomachiny, No.144, Zeszyty Naukowe, Łódź, 2013.