



Politechnika Wroclawska

DZIEDZINA NAUK INŻYNIERYJNO-TECHNICZNYCH

DYSCYPLINA: INŻYNIERIA ŚRODOWISKA, GÓRNICTWO I ENERGETYKA

ROZPRAWA DOKTORSKA

**Wpływ parametrów konstrukcyjnych wirnika
z łopatką szczelinową na pracę pompy wirowej
o niskim wyróżniku szybkobieżności**

Mgr inż. Aneta Nycz

Promotor:

dr hab. Janusz Skrzypacz, prof. PWr

Promotor pomocniczy:

dr inż. Przemysław Szulc

Słowa kluczowe: pompa wirowa odśrodkowa, wirnik szczelinowy, niski wyróżnik szybkobieżności

WROCŁAW 2026

Podziękowania

Serdecznie dziękuję

*Promotorowi, dr hab. inż. Januszowi Skrzypaczowi
oraz Promotorowi pomocniczemu, dr inż. Przemysławowi Szulcowi
za możliwość realizacji pracy, cenne uwagi i sugestie, poświęcony czas
oraz merytoryczne wsparcie na każdym etapie jej przygotowywania.*

*Dziękuję również moim Koleżankom i Kolegom
z Wydziału Mechaniczno–Energetycznego
za życzliwość, wsparcie oraz cenne rady.*

*Dziękuję mojej Rodzinie za wsparcie i wyrozumiałość,
które towarzyszyły mi na tej pięknej, lecz czasem trudnej drodze.*

STRESZCZENIE

Rozprawa doktorska dotyczy wpływu parametrów konstrukcyjnych wirnika z łopatką szczelinową na charakterystyki pracy pompy odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkobieżności. Podjęta tematyka wynika z faktu, że w pompach wolnobieżnych uzyskanie wysokiej sprawności jest szczególnie trudne ze względu na duży udział strat tarcia tarcz wirujących, objętościowych, hydraulicznych i mechanicznych. Analiza literatury wykazała, że mimo rosnącego zainteresowania wirnikami szczelinowymi nadal brakuje systematycznych badań eksperymentalnych, które pozwalałyby jednoznacznie określić wpływ geometrii szczeliny na wysokość podnoszenia, sprawność oraz zakres efektywnej pracy pompy.

Celem dysertacji było określenie wpływu postaci geometrycznej łopatki szczelinowej na charakterystyki pracy pompy odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkobieżności oraz sformułowanie zaleceń projektowych dotyczących stosowania tego rozwiązania. W pracy przyjęto tezę, że istnieje taka postać geometryczna łopatki szczelinowej, której zastosowanie w wirniku pompy krętnej o niskim wyróżniku szybkobieżności prowadzi do wzrostu wysokości podnoszenia i/lub sprawności. Weryfikację tezy przeprowadzono na podstawie badań eksperymentalnych, analiz statystycznych oraz obliczeń numerycznych CFD.

Badania zrealizowano dwuetapowo. W pierwszym etapie wykonano badania wstępne, których celem była ocena zasadności stosowania łopatki szczelinowej i wybór kierunku dalszych analiz. W etapie zasadniczym geometrię szczeliny opisano trzema parametrami: szerokością E_{gap} , promieniem położenia R_{1gap} oraz długością L_{gap} . Program badań zaplanowano z wykorzystaniem centralnego planu kompozycyjnego CCD, a następnie opracowano modele regresyjne opisujące zależność wysokości podnoszenia i sprawności od geometrii szczeliny oraz wydajności. Interpretację wyników eksperymentalnych uzupełniono analizą jakościową – zwalidowanymi obliczeniami numerycznymi przepływu.

W ramach badań zasadniczych przeanalizowano dwa zestawy wirników, charakteryzujące się identyczną geometrią łopatek szczelinowych i różniące się jedynie szerokością wirnika b_2 . W zestawie Z1 przyjęto $b_2 = 2$ mm, natomiast w zestawie Z2 $b_2 = 1$ mm. Uzyskane wyniki potwierdziły, że odpowiednio dobrana geometria szczeliny może korzystnie wpływać na parametry pracy pompy o niskim wyróżniku szybkobieżności. Dla badanych zestawów wirników o $n_q = 12,46$ oraz $n_q = 9,90$ w większości przypadków odnotowano wzrost wysokości podnoszenia i sprawności względem wirnika referencyjnego, przy nieco zmienionej mocy

na wale. Maksymalny przyrost sprawności wyniósł 2,78 punktu procentowego dla zestawu Z1 oraz 4,91 punktu procentowego dla zestawu Z2. Zaobserwowano również przesunięcie obszaru najwyższej sprawności w kierunku większych wydajności oraz wypłaszczenie charakterystyki $\eta(Q)$, co oznacza poszerzenie zakresu pracy. Jednocześnie wykazano, że nie każda konfiguracja szczeliny jest korzystna – szczególnie niekorzystne okazały się warianty o zbyt małym promieniu położenia szczeliny.

Istotnym wynikiem pracy było także wyznaczenie granicy stosowalności analizowanego rozwiązania. W przypadku granicznym odpowiadającym wartości $n_q = 15,63$ nie odnotowano poprawy parametrów energetycznych, dlatego na podstawie uzyskanych wyników, przy uwzględnieniu ograniczeń stanowiskowych, przyjęto, że granica stosowalności szczelin w łopatkach mieści się w zakresie wartości wyróżnika szybkobieżności $n_q \approx 13\text{--}15$. Obliczenia CFD wykazały ponadto, że korzystne warianty szczeliny sprzyjają wyrównaniu rozkładu prędkości oraz bardziej równomiernemu przyrostowi ciśnienia w kanale międzyłopatkowym, co prowadzi do ograniczenia lokalnych stref strat i poprawy organizacji przepływu.

Przeprowadzone badania pozwoliły potwierdzić tezę rozprawy oraz sformułować wnioski o znaczeniu poznawczym i praktycznym. Wykazano, że łopatka szczelinowa może stanowić skuteczną modyfikację konstrukcyjną wirnika pompy odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkobieżności, pod warunkiem właściwego doboru jej parametrów geometrycznych. Otrzymane wyniki stanowią podstawę do dalszych prac projektowych i aplikacyjnych w zakresie zwiększania sprawności pomp wolnobieżnych.

SUMMARY

The doctoral dissertation concerns the influence of the design parameters of an impeller with a gap blade on the performance characteristics of a centrifugal pump with a low specific speed. The topic undertaken arises from the fact that, in low-specific-speed pumps, achieving high efficiency is particularly difficult due to the large contribution of rotating disc friction losses, volumetric losses, hydraulic losses, and mechanical losses. The literature review showed that, despite the growing interest in impellers with gap blades, there is still a lack of systematic experimental studies that would allow the influence of gap geometry on head, efficiency, and the effective operating range of the pump to be determined unambiguously.

The aim of the dissertation was to determine the influence of the geometric form of the gap blade on the performance characteristics of a centrifugal pump with a low specific speed and to formulate design recommendations concerning the application of this solution. The dissertation adopted the thesis that there exists such a geometric form of the gap blade that its application in the impeller of a rotodynamic pump with a low specific speed leads to an increase in head and/or efficiency. Verification of the thesis was carried out on the basis of experimental investigations, statistical analyses, and CFD numerical calculations.

The investigations were carried out in two stages. In the first stage, preliminary investigations were performed, the purpose of which was to assess the validity of using a gap blade and to select the direction of further analyses. In the main stage, the gap geometry was described by three parameters: width E_{gap} , position radius R_{1gap} , and length L_{gap} . The experimental program was designed using a *Central Composite Design* (CCD), and regression models were subsequently developed to describe the dependence of head and efficiency on gap geometry and flow rate. The interpretation of the experimental results was supplemented by qualitative analysis in the form of validated numerical flow calculations.

Within the main investigations, two sets of impellers were analyzed, characterized by identical gap blade geometry and differing only in impeller width b_2 . In set *Z1*, $b_2 = 2$ mm was adopted, whereas in set *Z2*, $b_2 = 1$ mm. The obtained results confirmed that an appropriately selected gap geometry may have a beneficial effect on the operating parameters of a centrifugal pump with a low specific speed. For the investigated impeller sets with $n_q = 12.46$ and $n_q = 9.90$, an increase in head and efficiency relative to the reference impeller was observed in most cases, with a slightly changed shaft power. The maximum increase in efficiency amounted to 2.78 percentage points for set *Z1* and 4.91 percentage points for set *Z2*. A shift

of the region of highest efficiency towards higher flow rates and a flattening of the $\eta(Q)$ characteristic were also observed, which indicates a widening of the operating range. At the same time, it was shown that not every gap configuration is beneficial; in particular, variants with an excessively small radius of gap location proved to be unfavorable.

An important outcome of the dissertation was also the determination of the applicability limit of the analyzed solution. In the limiting case corresponding to $n_q = 15.63$, no improvement in energy performance was observed; therefore, based on the obtained results and taking into account the limitations of the test rig, it was assumed that the applicability limit of gap blades lies within the range of the specific speed $n_q \approx 13\text{--}15$. CFD calculations further showed that favorable gap variants promote a more uniform velocity distribution and a more even pressure rise in the interblade channel, thereby reducing local loss zones and improving flow organization.

The investigations carried out made it possible to confirm the thesis of the dissertation and to formulate conclusions of both scientific and practical significance. It was demonstrated that a gap blade may constitute an effective design modification of the impeller of a centrifugal pump with a low specific speed, provided that its geometric parameters are properly selected. The obtained results constitute a basis for further design and application work in the field of increasing the efficiency of low-specific-speed pumps.

SPIS TREŚCI

1	Wprowadzenie	5
2	Analiza stanu wiedzy	7
2.1	Straty towarzyszące przepływowi w pompach wirowych.....	8
2.2	Pompy o niskim wyróżniku szybkobieżności	11
2.3	Metody zwiększania sprawności odśrodkowych pomp wolnobieżnych.....	26
2.4	Łopatki dzielone i szczelinowe	34
2.5	Podsumowanie analizy stanu wiedzy.....	60
3	Teza, cel i zakres pracy	62
4	Metodyka badań eksperymentalnych.....	64
4.1	Opis stanowiska badawczego i procedury pomiarowej.....	64
4.2	Wzory obliczeniowe.....	67
4.3	Analiza niepewności pomiarowych	68
5	Badania wstępne	71
5.1	Przedmiot badań wstępnych	71
5.2	Wyniki badań.....	78
5.3	Wpływ zastosowania łopatki szczelinowej.....	83
5.4	Zakres stosowalności szczelin	84
6	Badania zasadnicze	93
6.1	Analiza wymiarowa.....	93
6.1.1	Założenie wstępne.....	93
6.1.2	Wpływ wielkości geometrycznych na przekazywanie energii do cieczy.....	94
6.2	Plan eksperymentu.....	100
6.3	Modele wejściowe	104
6.4	Wyniki badań zasadniczych	116
6.4.1	Wyniki badań zasadniczych – Zestaw 1 ($n_q = 12,46$)	116
6.4.2	Wyniki badań zasadniczych – Zestaw 2 ($n_q = 9,90$)	120
6.5	Podsumowanie badań zasadniczych.....	125
7	Analiza statystyczna, model matematyczny.....	126
7.1	Powtarzalność pomiarów próbek, czysty błąd (<i>pure error</i>).....	126
7.2	Weryfikacja wpływu parametrów geometrycznych.....	128

7.2.1	Wyróżnik szybkobieżności – Zestaw 1 ($n_q = 12,46$)	130
7.2.2	Wyróżnik szybkobieżności – Zestaw 2 ($n_q = 9,90$)	133
7.3	Ilościowa analiza statystyczna.....	136
7.3.1	Postać modelu regresyjnego	136
7.3.2	Analiza statystyczna – Zestaw 1 ($n_q = 12,46$)	137
7.3.3	Analiza statystyczna – Zestaw 2 ($n_q = 9,90$)	147
7.3.4	Podsumowanie analizy statystycznej.....	155
8	Obliczenia numeryczne.....	159
8.1	Modelowanie numeryczne przepływu	159
8.2	Opis modelu numerycznego	164
8.2.1	Bryła wodna	164
8.2.2	Model dyskretny	165
8.2.3	Warunki brzegowe.....	167
8.2.4	Wybór modelu turbulencji.....	168
8.2.5	Wyznaczenie parametrów wyjściowych analiz numerycznych i walidacja modelu numerycznego	169
8.3	Analiza jakościowa wyników	172
8.3.1	Wyniki obliczeń numerycznych badań wstępnych – analiza rozkładów ciśnienia i prędkości	172
8.3.2	Wyniki obliczeń numerycznych badań zasadniczych – analiza rozkładów ciśnienia i prędkości	182
9	Podsumowanie	193
10	Literatura.....	198

Spis oznaczeń

A, m^2	– pole powierzchni
$BEP, \%$	– Best Efficiency Point, punkt maksymalnej sprawności
$c, m/s$	– prędkość bezwzględna
$c_m, m/s$	– prędkość merydionalna (południkowa)
$c_u, m/s$	– rzut prędkości bezwzględnej na kierunek unoszenia
d, D, m	– średnica
DW	– test Durbin'a – Watson'a
e	– reszty
$g, m/s^2$	– przyspieszenie ziemskie
h, m	– wysokość
H, m	– wysokość podnoszenia, spad
H	– hipoteza
k	– współczynnik wysokości podnoszenia
k	– liczba zmiennych niezależnych
L, m	– długość
$M, N \cdot m$	– moment
MEI	– Minimum Efficiency Index, współczynnik minimalnej energochłonności
$n, obr/min$	– prędkość obrotowa
n	– liczba doświadczeń
$NPSH, m$	– Net Positive Suction Head, nadwyżka antykawitacyjna
$NPSHA, m$	– rozporządzalna nadwyżka antykawitacyjna
$NPSHR, m$	– wymagana nadwyżka antykawitacyjna
$NPSH_{kr}, m$	– krytyczna nadwyżka antykawitacyjna
$NPSH_3, m$	– nadwyżka krytyczna odpowiadająca 3% spadkowi wysokości podnoszenia
n_{SP}	– wyróżnik szybkobieżności (wyznaczona na podstawie parametrów pracy wyrażonych w jednostkach SI)
n_q	– kinematyczny wyróżnik szybkobieżności
P, W	– moc
p, Pa	– ciśnienie
r, m	– promień
R_{ij}	– współczynnik korelacji liniowej Pearsona
R^2	– współczynnik determinacji
s, m	– szerokość łopatki
s	– odchylenie standardowe
$S(a)$	– standardowy błąd oszacowania współczynnika a
t, s	– czas
$t, ^\circ C$	– temperatura
t, m	– podziałka

u , m/s	– prędkość obwodowa
w , m/s	– prędkość względna
V	– współczynnik zmienności
V , m ³ /s	– strumień objętości
Q , m ³ /s	– wydajność
Y , m ² /s ²	– energia jednostkowa
z	– liczba łopatek
α	– poziom istotności
α	– promień gwiazdny
β , °	– kąt łopatki
β	– współczynniki regresji
η , %	– sprawność
π	– zmienna bezwymiarowa
ν , m ² /s	– współczynnik lepkości kinematycznej
μ , Pa·s	– współczynnik lepkości dynamicznej
σ	– bezwymiarowy współczynnik kawitacyjnym Thomy
φ	– wyróżnik wydajności
Φ	– współczynnik przestąpienia
τ	– współczynnik mocy
ρ , kg/m ³	– gęstość
ψ	– wyróżnik wysokości podnoszenia
ω , rad/s	– prędkość kątowa

Indeksy dolne:

1	– średnica wlotowa wirnika (d_1)
2	– średnica wylotowa wirnika (d_2)
BEP	– Best Efficiency Point, punkt maksymalnej sprawności
CFD	– obliczenia numeryczne
H ₂ O	– woda
i, j	– kolejna zmienna, kolumna, wiersz
konc	– kanał koncentryczny
max	– maksimum
min	– minimum
nom	– nominalne
ot	– otoczenie
opt	– optymalne
p	– pompa, przeliczone
s	– strat, ssania
śr	– średnie, średnia,
T	– teoretyczne
w	– na wale
wlot	– wlot
wylot	– wylot
x, y, z	– składowe lub kierunki

1 WPROWADZENIE

Pompy stanowią podstawowy element infrastruktury technicznej we współczesnym przemyśle i gospodarce komunalnej – od energetyki, przez wodociągi i ciepłownictwo, po procesy chemiczne, spożywcze i wydobywcze. Skala ich wykorzystania sprawia, że nawet niewielkie przyrosty sprawności pojedynczych jednostek przekładają się na realne oszczędności energii w skali zakładu, branży oraz systemu elektroenergetycznego. W literaturze [1,2] podkreśla się, że transport płynów, realizowany w dużej mierze przez instalacje pompowe, odpowiada za znaczącą część zużycia energii elektrycznej – rzędu 20–30% całej produkcji energii elektrycznej w skali kraju. W warunkach polskich oznacza to zużycie sięgające ok. 29–30 mld kWh rocznie oraz odpowiadającą temu emisję ok. 35 mln ton CO₂ rocznie [1]. Tak wysoki udział kosztów energii w eksploatacji potwierdzają również analizy kosztu cyklu życia (LCC) instalacji pompowych, w których energia elektryczna jest zwykle składnikiem dominującym, a koszty operacyjne i utrzymania mogą stanowić zdecydowaną większość kosztów całkowitych [2–4].

Znaczenie energetyczne pomp jest szczególnie widoczne z perspektywy zużycia energii przez układy napędowe. W opracowaniach dotyczących systemów napędzanych silnikami elektrycznymi wskazuje się, że pompy odpowiadają za istotną część energii elektrycznej zużywanej przez silniki (ok. 20%) [5–7], co jest spójne z wnioskami raportów Komisji Europejskiej w zakresie ekoprojektu dla pomp [8] oraz opracowań branżowych dotyczących optymalizacji systemów pompowych [3]. Ponadto, w skali globalnej silniki elektryczne jako grupa odbiorników zużywają ok. 46% globalnego zapotrzebowania na energię elektryczną [5]. W konsekwencji daje to udział pomp w całkowitym światowym zużyciu energii elektrycznej na poziomie zbliżonym do 8–9%. Skala ta uzasadnia, dlaczego poprawa sprawności pomp i dopasowanie ich charakterystyk do rzeczywistych wymagań układu stały się tematem działań badawczych, przemysłowych oraz regulacyjnych.

W Unii Europejskiej ramy dla wymagań ekoprojektu wyznacza dyrektywa 2009/125/WE [9]. W odniesieniu do pomp do wody wprowadzono wymagania minimalnej energochłonności (*MEI*, *Minimum Efficiency Index*), zastrzane etapowo: od 1 stycznia 2013 r. na poziomie $MEI = 0,1$, a od 1 stycznia 2015 r. – $MEI = 0,4$ (wraz z obowiązkami informacyjnymi dla producentów) [10]. Wymagania te obejmują także pompy wirowe o niskich wyróżnikach szybkobieżności (n_{sp}), ponieważ w rozporządzeniu Komisji (UE) nr 547/2012 [10] definicja „pompy

do wody z wlotem osiowym” obejmuje zakres $n_{sp} = 6-80$. Regulacje te wskazują na potencjał redukcji zużycia energii oraz potrzebę rozwoju rozwiązań konstrukcyjnych zapewniających wysoką sprawność w szerszym zakresie pracy.

Kontekst rynkowy dodatkowo wzmacnia wagę zagadnienia. Rynek pomp jest duży i konkurencyjny – według danych *Resolute Research* globalne przychody ze sprzedaży pomp wynosiły ok. 44,1 mld USD w 2016 r. [11]. Obserwuje się także konsolidację sektora: 25 największych firm odpowiadało łącznie za ok. 63% wartości sprzedaży. W strukturze technologicznej rynku dominują pompy odśrodkowe, co wynika z ich uniwersalności, prostoty konstrukcji i szerokiego zakresu zastosowań [11]. W takiej strukturze rynku nawet niewielkie usprawnienia hydrauliki i redukcja strat w pompach odśrodkowych mogą dawać mierzalny efekt skali w zużyciu energii i kosztach eksploatacji. W konsekwencji stają się one jednym z praktycznych źródeł przewagi konkurencyjnej producentów.

Wśród dominujących na rynku pomp odśrodkowych szczególne wyzwania projektowe dotyczą pomp o niskim wyróżniku szybkoobrotowości ($n_q < 15$), przeznaczonych do uzyskiwania dużej wysokości podnoszenia przy małych wydajnościach, gdzie spadek sprawności wynika z rosnącego udziału strat tarcia tarcz wirujących w objętości ograniczonej korpusem pompy i ścianami zewnętrznymi wirnika oraz strat wolumetrycznych związanych z przeciekami w szczelinach [12,13]. Z tego względu poprawa sprawności oraz stabilności pracy pomp wolnobieżnych stanowi istotny i aktualny kierunek badań [11]. Istotna jest nie tylko sprawność w punkcie optymalnym BEP, lecz także jej przebieg w całym zakresie eksploatacji. Z perspektywy energetycznej, oszczędności wynikają z doboru i regulacji układu oraz ograniczenia strat w konstrukcji pompy, a ich łączny potencjał szacuje się na ok. 40% [1].

Niniejsza praca przedstawia analizę wpływu parametrów konstrukcyjnych wirnika z łopatką szczelinową na charakterystyki pracy pompy wirowej o niskim wyróżniku szybkoobrotowości.

2 ANALIZA STANU WIEDZY

W układach przemysłowych i transportowych zużycie energii przez urządzenia przepływowe ma istotny udział w kosztach eksploatacji. Z tego powodu w doborze i projektowaniu pomp coraz większe znaczenie ma sprawność oraz dostosowanie charakterystyki pompy do wymagań układu, co ma bezpośredni wpływ na efektywność energetyczną procesów przetłaczania [7,14,15]. Wśród pomp wirowych najczęściej stosowanym typem są pompy krętne odśrodkowe [11], zaprojektowane dla wydajności większych niż 10 m³/h i wyróżników szybkobieżności powyżej 15 ($n_q > 15$). Pompy wirowe są najczęściej stosowanym typem pomp w przemyśle ok. 80% [14].

W wielu zastosowaniach technicznych wymagane są jednak małe wydajności przy stosunkowo dużej wysokości podnoszenia. Dotyczy to między innymi przemysłu petrochemicznego i farmaceutycznego oraz wybranych układów lotniczych [12,13,16]. Zakres ten odpowiada pompom o niskim kinematycznym wyróżniku szybkobieżności n_q , nazywanym także współczynnikiem kształtu, opisanym zależnością:

$$n_q = \frac{n\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \quad (2.1)$$

Zależność (2.1) ma swoje uzasadnienie w prawach podobieństwa maszyn przepływowych i jest stosowana do klasyfikacji pomp oraz porównywania rozwiązań konstrukcyjnych o zbliżonych cechach geometrycznych [13,17,18]. W praktyce wartość n_q wyznacza się dla punktu najlepszej sprawności (BEP), aby odnosiła się do warunków reprezentatywnych dla danej konstrukcji [13,17,18]. W literaturze stosuje się także dynamiczny wyróżnik szybkobieżności [13], opisany równaniem 2.2:

$$n_{sp} = n \frac{\sqrt{P}}{H^{5/4}} \quad (2.2)$$

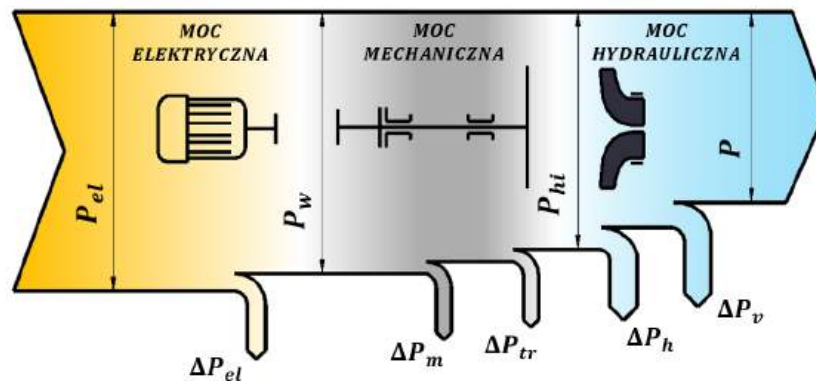
Dla wody sprowadza się on do zależności:

$$n_{sp} \approx 3,65 \cdot n_q \quad (2.3)$$

W klasyfikacji pomp wirowych przyjmuje się, że zakres $n_q < 15$ odpowiada pompom o niskich i ultra niskich wyróżnikach szybkobieżności. Wraz ze wzrostem n_q zmienia się zakres zastosowań oraz dobór rozwiązań konstrukcyjnych części przepływowych [13,17,18].

2.1 STRATY TOWARZYSZĄCE PRZEPLYWOWI W POMPACH WIROWYCH

Proces konwersji energii w pompie odśrodkowej polega na przekazywaniu energii mechanicznej z wału napędowego do cieczy za pośrednictwem wirnika, a następnie na jej częściowej konwersji w układzie przepływowym (wirnik–elementy kierujące/dyfuzor–korpus spiralny) do postaci parametrów hydraulicznych na króćcu tłocznym. Z punktu widzenia mechaniki płynów i termodynamiki proces ten nie jest idealny: lepkość cieczy, opory przepływu, niejednorodności pola prędkości, a także przecieki wewnętrzne powodują nieodwracalne rozpraszanie części mocy doprowadzonej. W konsekwencji całkowita moc pobierana przez pompę stanowi sumę mocy użytecznej przekazanej strumieniowi oraz składowych strat mocy [12,13,17–20]. Bilans ten ilustruje wykres Sankey'a (rys. 2.1).



Rysunek 2.1. Bilans mocy pompy wirowej (opracowane własne na podstawie [21])

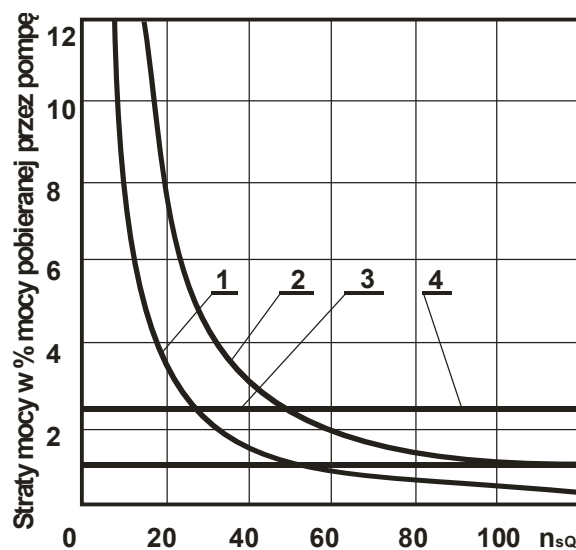
Straty mocy w pompie odśrodkowej można podzielić na [12,13,17–20]:

- straty objętościowe ΔP_v – wynikające z przecieków z obszaru tłoczno-ssawnego do ssawnego (m.in. przez uszczelnienia szczelinowe oraz układy odciążenia naporu osiowego), powodujące spadek wydajności efektywnej oraz sprawności objętościowej;
- straty hydrauliczne ΔP_h – związane z tarciem i stratami miejscowymi w elementach części hydraulicznej (wirnik, kanały dopływowe, odpływowe, korpus spiralny, dyfuzor, kierownica), ujawniające się jako spadek energii całkowitej strumienia;
- straty tarcia tarcz wirujących ΔP_{tr} – zaliczane do wewnętrznych strat mechanicznych, powstające w wyniku oddziaływania powierzchni wirujących (tarcz wirnika) z cieczą wypełniającą przestrzenie okołowirnikowe i szczeliny przy tarczach przedniej i tylnej. W ujęciu podobieństwa dynamicznego często przyjmuje się zależność skalującą $\Delta P_{tr} \sim \omega^3 d_2^5$ (dla geometrii podobnych), co tłumaczy ich istotny udział w pompach o większych średnicach zewnętrznych wirnika;

- straty mechaniczne ΔP_m – obejmujące straty tarcia w elementach mechanicznych (łożyska, uszczelnienia wału, elementy przeniesienia napędu), pomniejszające moc doprowadzaną do części hydraulicznej pompy.

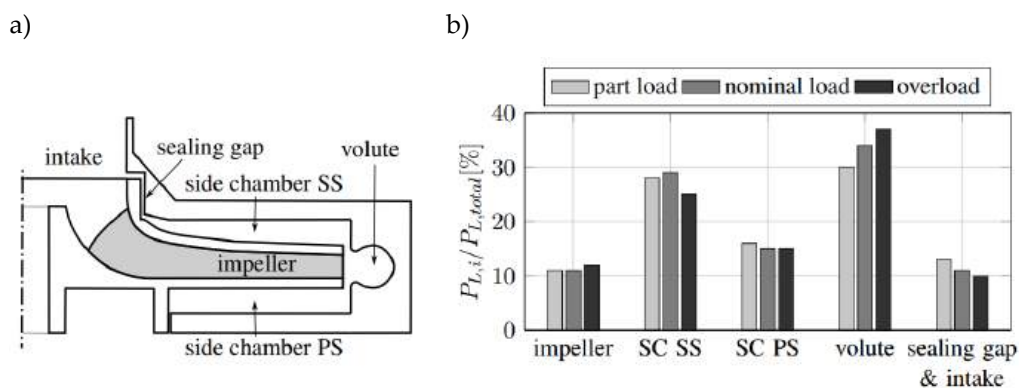
Podział ten odpowiada klasycznemu rozkładowi sprawności na składowe: objętościową, hydrauliczną i mechaniczną, których iloczyn wyznacza sprawność całkowitą pompy [12,13,17–20].

Rys. 2.2 przedstawia procentowy udział składowych strat mocy w funkcji wyróżnika szybkobieżności n_q dla typowych jednostopniowych pomp odśrodkowych [17]. Wraz ze spadkiem n_q rośnie udział strat tarcia tarcz wirujących ΔP_{tr} (krzywa 1) oraz strat objętościowych ΔP_v (krzywa 2), natomiast udział strat hydraulicznych ΔP_h (krzywa 3) i mechanicznych ΔP_m (krzywa 4) jest relatywnie stały. Wzrost strat przy małych wartościach n_q wynika z geometrii wirnika pompy wolnobieżnej oraz wysokiego poziomu energii w maszynie. Duży stosunek d_2/d_1 sprzyja zwiększeniu strat tarcia tarcz wirujących, natomiast znaczne różnice energii nasilają przecieki przez uszczelnienia szczelinowe oraz układ odciążenia naporu osiowego [12,13,17]. Należy podkreślić, że ocena udziału strat wyłącznie na podstawie n_q ma charakter przybliżony, ponieważ wyróżnik ten nie uwzględnia gabarytów pompy. W konstrukcjach o mniejszych wymiarach charakterystycznych zmniejszenie przekrojów przepływowych prowadzi do wzrostu prędkości w kanałach, a tym samym do zwiększenia strat hydraulicznych. Dodatkowo, przy niezmienionej chropowatości bezwzględnej, redukcja wymiarów kanałów powoduje wzrost chropowatości względnej, co również sprzyja wzrostowi strat tarcia. Wraz ze zmniejszaniem gabarytów pompy rośnie również udział strat mechanicznych.



Rysunek 2.2. Udział składowych strat mocy w funkcji n_q w jednostopniowych pompach odśrodkowych: 1 – ΔP_{tr} , 2 – ΔP_v , 3 – ΔP_h , 4 – ΔP_m [17]

Uzupełnieniem klasycznego bilansu mocy jest podejście polegające na rozdzieleniu strat na poszczególne elementy pompy. W pracy Juckelandt i in. [22], dotyczącej pompy wolnobieżnej o $n_q = 13,4$, zastosowano analizę strat w ujęciu obszarowym, przypisując dyssypację energii do wybranych obszarów przepływu: wirnika (*impeller*), przestrzeni okołowirnikowych po stronie ssawnej (SS) i tłocznej (PS), korpusu spiralnego (*volute*), szczeliny uszczelniającej (*sealing gap*) oraz odcinka dopływowego (*intake*). Rozkład strat na domeny przedstawiony na rys. 2.3 umożliwia identyfikację elementów o dominującym udziale w stratach całkowitych. Przy obciążeniu nominalnym dominowały straty w elementach stacjonarnych i objętości ograniczonej korpusem pompy i ścianami zewnętrznymi wirnika (korpus spiralny ok. 33% oraz przestrzeń okołowirnikowa po stronie ssawnej ok. 29%), podczas gdy udział strat w wirniku i pozostałych domenach był mniejszy. Rozkład strat zależał od punktu pracy: wraz ze wzrostem przepływu rosła ich suma i udział korpusu spiralnego, z kolei przy częściowym obciążeniu relatywnie zwiększał się udział strat w strefie wlotu oraz w szczelinie uszczelniającej.



Rysunek 2.3. Analiza strat w ujęciu obszarowym: a) wydzielenie domen, b) udział strat mocy w domenach dla trzech stanów obciążenia [7]

Wnioski z analiz domenowych należy interpretować z uwzględnieniem sprzężeń pomiędzy mechanizmami strat, szczególnie przeciekami a przepływem w przestrzeniach okołowirnikowych. Nawet niewielkie przepływy przez objętość ograniczoną korpusem pompy i ścianami zewnętrznymi wirnika (*side chamber*) mogą zmieniać stopień wirowania cieczy, a tym samym moment tarcia tarcz wirujących oraz rozkład ciśnienia odpowiedzialny za napór osiowy [23]. W konsekwencji działania ograniczające przecieki powinny być oceniane łącznie z warunkami przepływu w przestrzeniach okołowirnikowych, ponieważ zależność między natężeniem przecieków a stratami tarcia tarczowego może być nieliniowa, szczególnie w zakresie bardzo niskiego n_q [23–25].

Podsumowując, w pompach wolnobieżnych istotna część strat może powstawać poza wirnikiem, zwłaszcza w elementach stacjonarnych, przestrzeniach okołowirnikowych i szczelinach [26,27]. W związku z tym, że mechanizmy strat

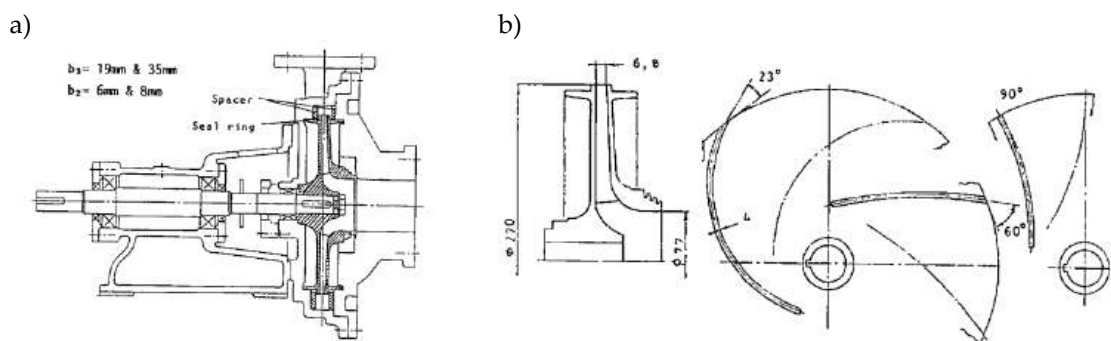
są sprzężone i zależne od punktu pracy, poprawa sprawności wymaga równoległej optymalizacji wirnika, korpusu spiralnego oraz geometrii przestrzeni okołowirnikowych i uszczelnień [25–27].

Wnioski z bilansu strat wskazują, że wraz ze spadkiem n_q rośnie znaczenie strat tarcia tarcz wirujących, wolumetrycznych oraz strat w elementach stacjonarnych. Uzasadnia to potrzebę szerszego omówienia konstrukcji pomp o niskim wyróżniku szybkobieżności oraz stosowanych w ich analizie metod badawczych.

2.2 POMPY O NISKIM WYRÓŻNIKU SZYBKOBIEŻNOŚCI

W literaturze [12,13,17,19,25] wskazuje się, że wraz ze spadkiem wyróżnika szybkobieżności n_q sprawność pomp odśrodkowych maleje, jednak dla bardzo niskich n_q brakuje spójnego wyjaśnienia mechanizmów strat oraz wpływu geometrii wirnika i korpusu na położenie BEP i kształt charakterystyk. W praktyce skutkuje to ekstrapolowaniem reguł projektowych dla $n_q > 15$, co przy $n_q < 15$ często prowadzi do konstrukcji o niedostatecznej sprawności albo o niestatecznym przebiegu krzywej $H(Q)$. W podrozdziale omówiono typowe rozwiązania konstrukcyjne oraz metody identyfikacji strat i struktur przepływu w pompach o niskim n_q . Następnie zestawiono podejścia CFD i metody optymalizacji, które w pompach o niskim n_q pełnią rolę narzędzi projektowych, zwłaszcza przy ocenie pracy poza BEP.

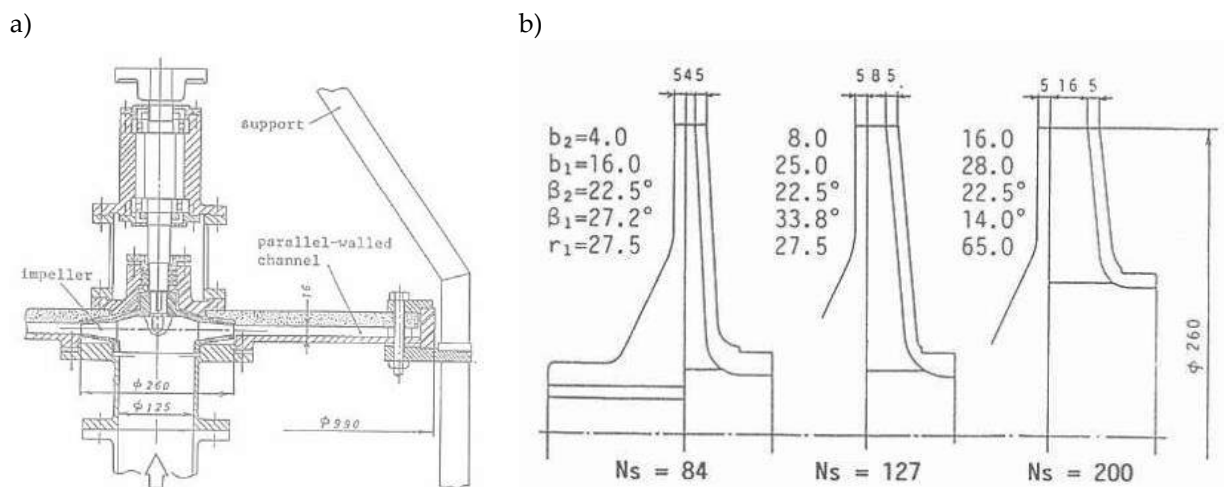
Artykuł [28], otwierający serię badań zespołu japońskiego prof. Kurokawy, przyjął jako punkt wyjścia rozdzielenie strat generowanych w wirniku od strat związanych z elementem odprowadzenia cieczy. Zastosowano dwa uzupełniające podejścia. Pierwsze polegało na badaniach dopasowania wirnika i spirali, realizowanych na pompie modelowej (rys. 2.4a). Wykonano łącznie 12 zestawów pomiarowych, sześć wirników łączonych z dwiema spiralami o różnych szerokościach kanału ($b_3 = 19$ mm oraz 35 mm), a dodatkowo efektywne pole przekroju końcowego spirali korygowano wkładką dystansową (*spacer*, rys. 2.4a), bez przebudowy całego korpusu. Wirniki różniły się szerokością wylotową ($b_2 = 6$ mm i 8 mm) oraz kątem wylotowym łopatek ($\beta_2 = 23^\circ, 60^\circ$ i 90° – rys. 2.4b).



Rysunek 2.4. a) Przekrój pompy modelowej; b) Konfiguracje geometrii wirników [28]

W badaniach tych wykazano, że zmniejszenie szerokości spirali b_3 powoduje wyraźny spadek sprawności i przesunięcie punktu BEP ku mniejszym wydajnościom, podczas gdy zmniejszanie b_2 wiąże się z łagodniejszym spadkiem sprawności.

Drugie podejście stanowiły testy wirnika bez spirali, z bezłopatkową kierownicą wylotową (rys. 2.5), z pomiarem rozkładów prędkości i ciśnień za wirnikiem oraz bilansem mocy umożliwiającym oszacowanie udziału strat tarcia tarcz wirujących. Do badań autorzy zaprojektowali metodą Stepanoffa [29] trzy wirniki o tej samej średnicy wylotowej ($D_2 = const.$), różniące się wyróżnikiem: $n_{sP} = 84, 127, 200$ ($n_q \approx 22, 35, 55$) tak, aby w BEP uzyskiwały porównywalną wysokość podnoszenia.

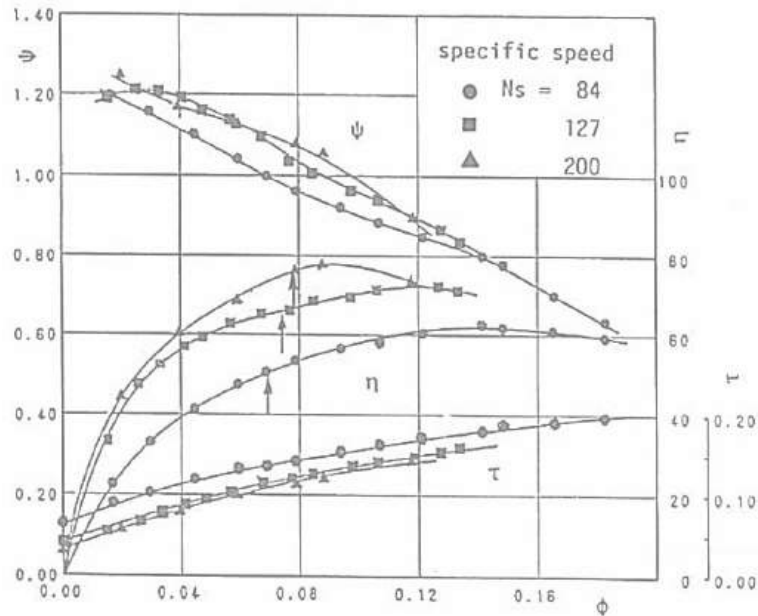


Rysunek 2.5. a) Stanowisko badawcze bez spirali; b) Wirniki badane na stanowisku bez spirali [28]

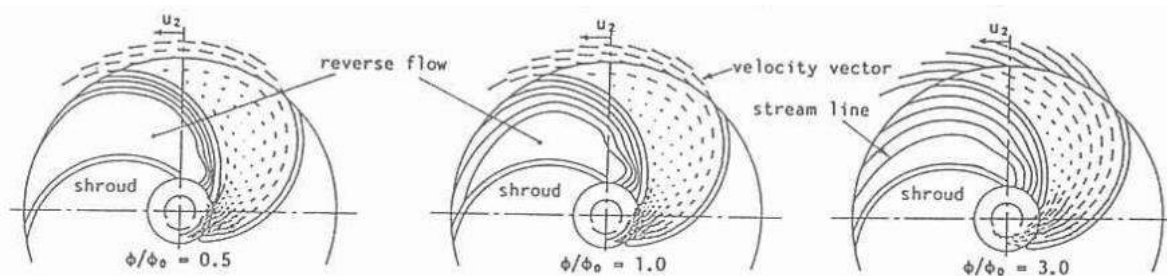
Analiza wyników (rys. 2.6) wskazuje, że wraz ze spadkiem wyróżnika szybkobieżności krzywe wysokości podnoszenia w funkcji wyróżnika wydajności zmieniają się relatywnie niewiele, natomiast maksimum sprawności wyraźnie maleje. Dla $n_{sP} = 84$ obserwowano dodatkowo wypłaszczenie przebiegu krzywej sprawności, czyli mniejszą wrażliwość na zmianę przepływu w szerszym zakresie wydajności. Analiza bilansu mocy wykazała przyczynę tego zjawiska: dla najmniejszej wartości wyróżnika udział mocy traconej na stratę tarcia tarcz wirujących staje się dominujący, co obniża sprawność mimo utrzymania zbliżonej wartości wyróżnika wysokości podnoszenia. Oznacza to, że pogorszenie parametrów w pompach o bardzo niskim n_q wynika przede wszystkim ze wzrostu strat, a nie z niezdolności wirnika do wytwarzania przyrostu energii hydraulicznej.

Uzupełniająco wykonano analizę quasi-3D (uproszczona analiza numeryczna przepływu w wirniku, tzw. Q3D), na podstawie której autorzy wykazali, że nawet w pobliżu BEP występuje rozległa strefa przepływu wstecznego przy tarczy przedniej wirnika, zwiększająca poślizg i straty. Zanika ona dopiero

przy przepływach rzędu $\sim 3 \cdot Q_{opt}$ (rys. 2.7). Wyjaśnia to silną nieliniowość zależności współczynnika poślizgu od wyróżnika wydajności i ograniczoną przydatność prostych korelacji empirycznych, w tym zależności Wiesnera [30], w zakresie bardzo niskich wyróżników.



Rysunek 2.6. Charakterystyki energetyczne wirnika bez spirali [28]



Rysunek 2.7. Wyniki obliczeń quasi-3D (Q3D) dla wirnika o $n_{sP} = 84$ [28]

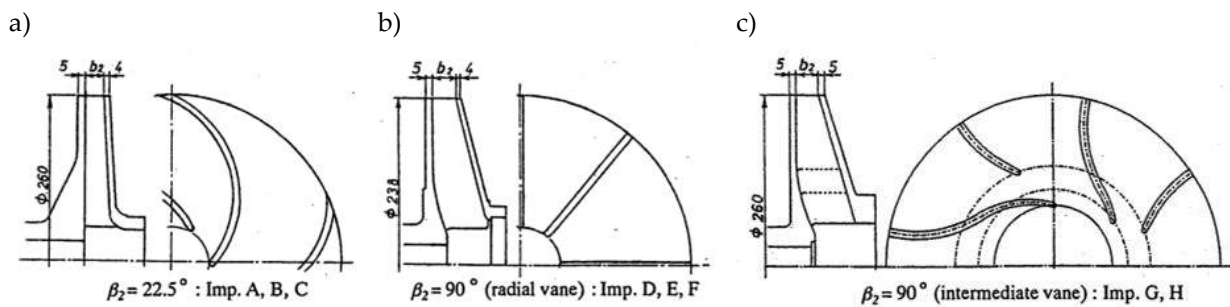
Autorzy wykazali, że w badanym układzie położenie punktu BEP kształtowano przez zmianę efektywnej przepustowości elementu odprowadzenia, realizowaną przez korektę przekroju końcowego spirali, bez ingerencji w wirnik. Interpretacja ta odpowiada koncepcji Worstera [31], zgodnie z którą punkt najwyższej sprawności wynika z dopasowania charakterystyki wirnika i spirali.

W kolejnej pracy [32] zespół pod kierownictwem prof. Junichi Kurokawy poszerzył wcześniejsze badania o ocenę zmian pracy układu po przejściu od pomiaru wirnika pracującego z bezłopatkową kierownicą wylotową do pomiaru kompletnej pompy z korpusem. Do badań zaprojektowano osiem wirników (A–H), których parametry zestawiono w tab. 2.1.

Tabela 2.1. Parametry badanych wirników [32]

Imp.	β_2	r_2	b_2	z	N_z
A	22.5°	130	16	5	200
B	22.5°	130	8	5	127
C	22.5°	130	4	5	84
D	90°(radial)	119	18	8	90
E	90°(radial)	119	12	8	70
F	90°(radial)	119	6	8	50
G	90°(interm.)	130	18	8	60
H	90°(interm.)	130	10	8	60

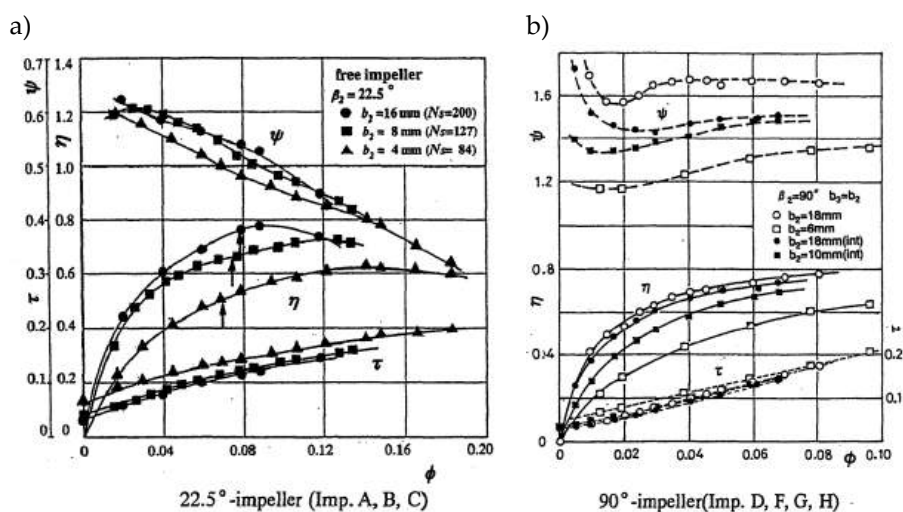
Trzy wirniki klasyczne A–C o $\beta_2 = 22,5^\circ$ obejmowały zakres $n_{sp} = 200, 127$ i 84 ($n_q \approx 55, 35$ i 22) przy zróżnicowanej szerokości wylotu b_2 . Druga grupa D–F miała wypływ promieniowy ($\beta_2 = 90^\circ$) i obejmowała $n_{sp} = 90, 70$ i 50 ($n_q \approx 25, 19$ i 13). Dwa kolejne wirniki G–H wyposażono w łopatki pośrednie (*intermediate vane*) przy wypływie promieniowym i $n_{sp} = 60$ ($n_q \approx 16$). Zróżnicowanie geometrii badanych wirników przedstawiono na rys. 2.8.



Rysunek 2.8. Zestawienie geometrii badanych wirników [32]

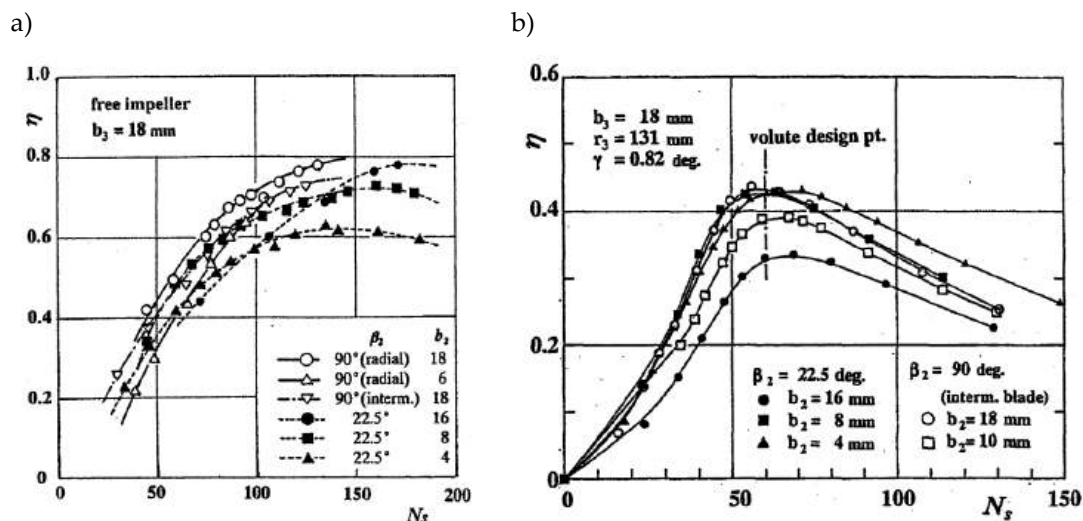
W konfiguracji bez spirali przeanalizowano charakterystyki wirników klasycznych A–C o $\beta_2 = 22,5^\circ$ (rys. 2.9). Wykazano, że obniżaniu wartości wyróżnika szybkobieżności towarzyszy wyraźny spadek sprawności, natomiast przebieg funkcji $\psi(\varphi)$ pozostaje relatywnie niezmienny. W tej grupie najlepsze wyniki uzyskano dla większej szerokości wylotowej wirnika b_2 . Wariant o najmniejszym b_2 osiągnął najniższą sprawność. Dla wirników o wypływie promieniowym ($\beta_2 = 90^\circ$) najwyższą sprawność otrzymano przy największej szerokości wylotu ($b_2 = 18$ mm). Wynik potwierdza, że w niskim zakresie wyróżnika szybkobieżności ograniczanie b_2 według procedur klasycznych nie jest korzystne. Ponadto wirniki te osiągnęły większe wartości wysokości podnoszenia w szerokim zakresie wydajności, jednak w obszarze małych wydajności pojawiła się niestateczność charakterystyki $H(Q)$. Zastosowanie łopatek pośrednich nie poprawiło parametrów pracy i w porównaniu z wirnikiem promieniowym o tej samej szerokości b_2 (wirnik D) obniżało zarówno wysokość podnoszenia, jak i sprawność, mimo większej średnicy zewnętrznej D_2 (r_2).

Podsumowując, wykres $\eta(n_{sP})$ w konfiguracji bez spirali (rys. 2.10a) przedstawia zestawienie wartości η_{max} odczytane z krzywych $\eta(\varphi)$. Umożliwia to porównanie wpływu geometrii wirnika w funkcji wyróżnika szybkobieżności.



Rysunek 2.9. Porównanie charakterystyk badanych wirników; a) $\beta_2 = 22,5^\circ$, b) $\beta_2 = 90^\circ$ [32]

Po zabudowie spirali maksymalna sprawność pomp była istotnie niższa niż w pomiarach wirników bez korpusu (rys. 2.10b). Jednocześnie różnice pomiędzy wirnikami, wcześniej wyraźne w konfiguracji bez spirali, stały się znacznie mniejsze. Na wykresie zaznaczono punkt projektowy spirali, w pobliżu którego były umiejscowione punkty najwyższej sprawności badanych wirników. Oznacza to, że w zakresie niskich wyróżników szybkobieżności położenie BEP jest w dużej mierze determinowane przez spiralę. Natomiast wpływ geometrii wirnika jest drugorzędny, o ile jego szerokość b_2 nie jest zbyt duża. W konfiguracji ze spiralą zwiększanie b_2 nie dawało już jednoznacznej poprawy sprawności. Wzrost strat w kanale spirali ograniczał korzyści po stronie wirnika.



Rysunek 2.10. Zależność $\eta_{max}(n_{sP})$ dla badanych wirników: a) konfiguracja bez spirali, b) kompletna pompa ze spiralą [32]

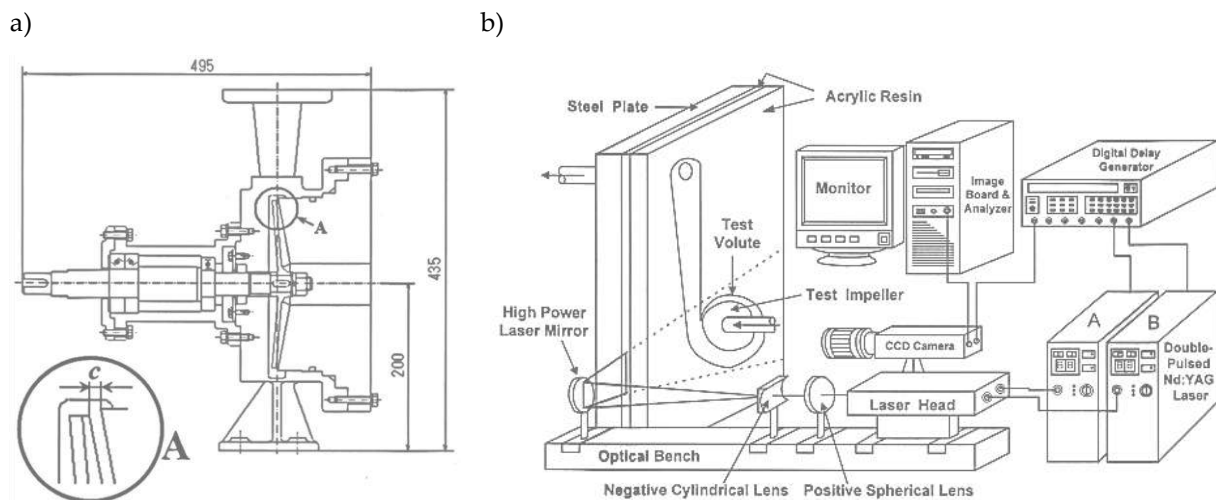
W zakresie bardzo niskich n_{sP} o parametrach pracy pompy decyduje przede wszystkim geometria elementu odprowadzenia, dlatego ocenę wirnika należy prowadzić w układzie z docelową spiralą. Punkty najlepszej sprawności kompletnej pompy lokują się blisko punktu projektowego spirali, co potwierdza, że w tym reżimie położenie BEP oraz poziom sprawności są w dużej mierze kształtowane przez ten element. Wpływ wirnika pozostaje wtórny, o ile szerokość wylotowa b_2 nie jest zbyt duża. Wykazano ponadto, że sprawność wyraźnie zależy zarówno od szerokości kanału spirali, jak i od stopnia podcięcia języka, przy czym dla obu tych parametrów można wskazać wartości najkorzystniejsze. Zmniejszanie szczeliny między wylotem wirnika a językiem spirali podnosi sprawność i nie powoduje istotnego wzrostu pulsacji ciśnienia. Przy małych przepływach należy natomiast uwzględnić możliwość wystąpienia niestateczności charakterystyki $H(Q)$.

W kolejnej publikacji [33], dotyczącej pracy pomp w zakresie $n_{sP} \leq 60$ ($n_q \leq 16$), japońsko-koreański zespół Kagawa–Kurokawa–Matsui–Choi wykazał, że dalsze zmniejszanie wyróżnika szybkobieżności wyłącznie geometrią wirnika ma ograniczony potencjał. Wynika to z technologicznej granicy zmniejszania względnej szerokości wylotu, wynoszącej ok. $b_2/r_2 = 0,02$. W praktyce przy bardzo niskich wartościach n_{sP} regulacja punktu optymalnego odbywa się przede wszystkim przez geometrię elementu odprowadzenia (przekrój wylotowy spirali). W badaniach eksperymentalnych autorzy potwierdzili, że w tym zakresie wpływ podstawowych parametrów wirnika, w tym kąta wylotowego β_2 i liczby łopatek z , na sprawność maksymalną jest niewielki i wynosi ok. $\pm 1\%$. Przy skrajnie niskich wartościach wyróżnika, ok. $n_{sP} = 25$ ($n_q \approx 7$), krzywe $H(Q)$ od $Q = 0$ m³/h do Q_{BEP} dla różnych wirników praktycznie się pokrywają, co wskazuje na dominację strat w obszarze języka i przekroju końcowego elementu odprowadzenia.

Uzupełnieniem badań była próba stopniowego obtaczania średnicy zewnętrznej wirnika D_2 (w publikacji oznaczone jako promień r_2). Wykazano, że zmniejszenie promienia wylotowego r_2 obniża moc na wale i może poprawiać sprawność w punkcie BEP, gdyż przesuwa ten punkt ku większym wartościom lokalnego wyróżnika szybkobieżności. Nie oznacza to jednak, że redukcja r_2 jest zawsze rozwiązaniem korzystniejszym. Przy porównaniu dla tej samej wartości lokalnego n_{sP} wyższą sprawność może osiągać wariant o większym promieniu wylotowym. Dla $n_{sP} = 30$ ($n_q \approx 8$) wariant $E-1$ był sprawniejszy od $E-3$ o ok. 7 p.p.

Choi, Kurokawa, Matsui [34] przeanalizowali pracę pompy odśrodkowej o bardzo niskim wyróżniku szybkobieżności, korzystając z dwóch modeli pomp i dwóch niezależnych stanowisk badawczych (rys. 2.11). Na rys. 2.11a przedstawiono stanowisko nr 1, przeznaczone do wyznaczania charakterystyk $H(Q)$, $\eta(Q)$ oraz mocy

przy zmiennej wielkości szczeliny nadwierzchołkowej c . Wykorzystano pompę modelową z korpusem, którego przednią ścianę wykonano z przezroczystej żywicy akrylowej. Umożliwiało to doprowadzenie wiązki LDV do obszaru wylotu wirnika oraz regulację szczeliny między wirnikiem a pokrywą przez osiowe przestawianie ściany. Na rys. 2.11b pokazano stanowisko nr 2 przeznaczone do wizualizacji przepływu metodami PIV (*Particle Image Velocimetry*) i PTV (*Particle Tracking Velocimetry*). Korpus pompy wykonano w postaci stalowej płyty z wyciętym zarysem spirali, umieszczonej pomiędzy dwiema przezroczystymi płytami z żywicy akrylowej. Taka konfiguracja zapewnia dostęp optyczny do całego obszaru przepływu w wirniku oraz w spiralnym kanale obudowy, co pozwala na rejestrację pól prędkości i analizę struktury przepływu wewnętrznego.

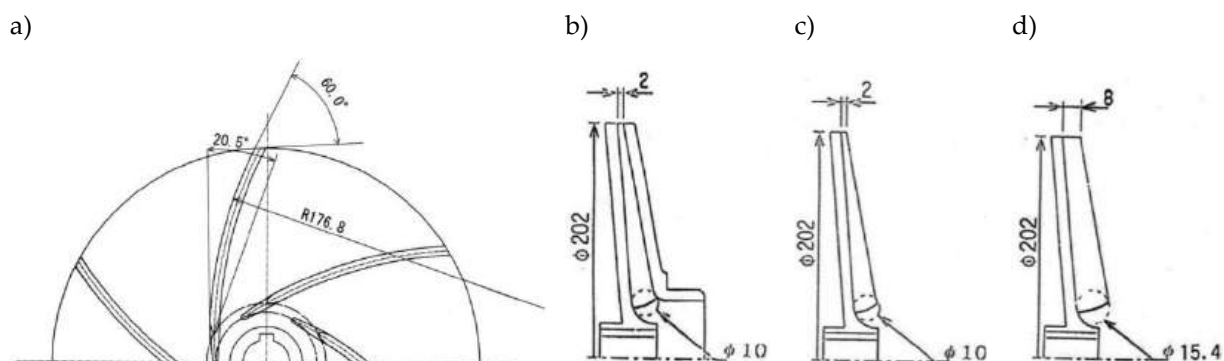


Rysunek 2.11. Uproszczone schematy: a) Pompy testowej 1; b) Stanowiska pomiarowego nr 2 [34]

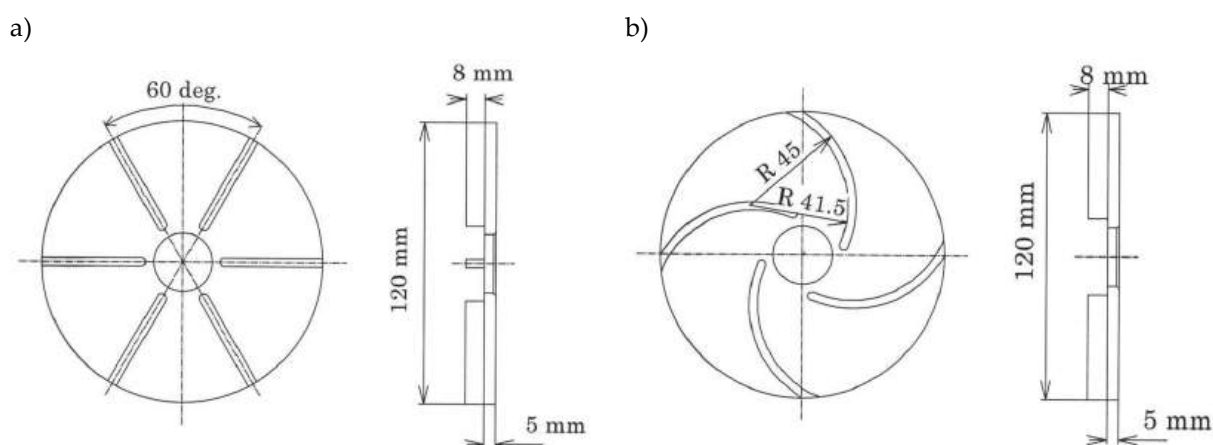
W pompie testowej 1 zastosowano trzy wirniki, których główne wymiary pokazano na rys. 2.12. Wirnik *A* pełni rolę wariantu odniesienia – jest to klasyczny wirnik zamknięty o dużym kącie wylotowym, zaprojektowany metodą Stepanoffa dla $Q_{nom} = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, $H = 55 \text{ m}$ i $n = 3000 \text{ obr}/\text{min}$, co odpowiada wyróżnikowi szybkobieżności $n_q \approx 7,5$. Wirniki *B* i *C* wykonano jako półotwarte przy zachowaniu takim samym kształcie łopatki. Wirnik *B* ma przekrój merydionalny zgodny z wirnikiem *A*, lecz pozbawiono go przedniej tarczy. Natomiast w wirniku *C* zwiększono szerokość kanału na wlocie i wylocie, aby umożliwić analizę wpływu szerokości wylotu na charakterystyki pompy. Podczas badań wielkość szczeliny nadwierzchołkowej c ustawiano poprzez osiowe przestawianie przedniej pokrywy korpusu.

Na stanowisku nr 2 badano dwa wirniki półotwarte *D* i *E* (rys. 2.13). Wirnik *D* ma sześć prostych, promieniowych łopatek ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$), a wirnik *E* wyposażono w cztery łopatki o kształcie cylindrycznym, o kątach $\beta_1 = 22,5^\circ$ i $\beta_2 = 30^\circ$. W przekroju merydionalnym oba wirniki mają te same wymiary

oraz jednakową średnicę zewnętrzną. Podczas pomiarów pracowały przy $Q = 1,35 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 1,1 \text{ m}$ i $n = 700 \text{ obr}/\text{min}$, co odpowiada $n_q = 12,6$. W obu konfiguracjach szczelina nadwierzchołkowa wynosiła $c = 1 \text{ mm}$.



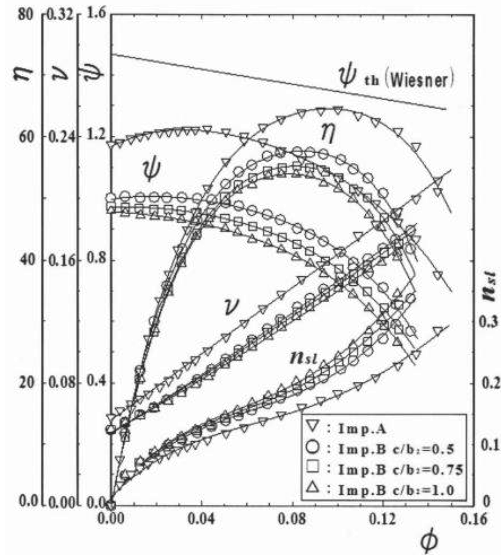
Rysunek 2.12. a) Główne wymiary wirników badanych na stanowisku 1; wirnik: b) A; c) B; d) C [34]



Rysunek 2.13. Wirniki badane na stanowisku nr 2; a) wirnik D; b) wirnik E [34]

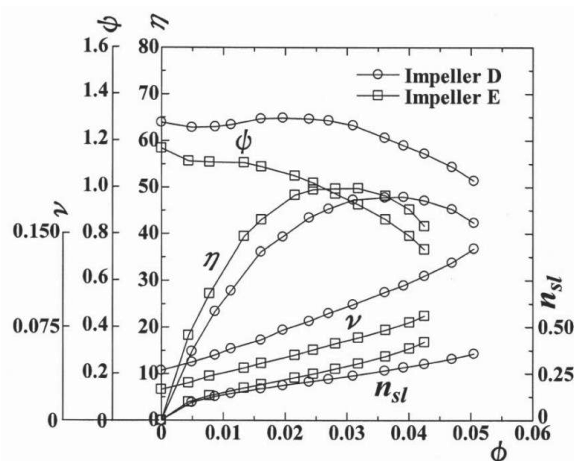
Na rys. 2.14 zestawiono charakterystyki bezwymiarowe pompy testowej 1 dla wirnika A oraz wirników B i C przy różnych wartościach c/b_2 . Dla wirnika A krzywa $\psi(\varphi)$ wykazuje niestateczność przy małych przepływach, $\varphi \leq 0,04$, co odpowiada niestatecznej charakterystyce wysokości podnoszenia. Dla wirnika B podobne zjawisko występuje tylko przy najmniejszej szczeliny nadwierzchołkowej. Po zwiększeniu c/b_2 przebieg $\psi(\varphi)$ staje się w praktyce monotoniczny. Autorzy wskazują, że odpowiednio dobrana szczelina nadwierzchołkowa może ograniczać zakres niestatecznej pracy w obszarze bardzo niskich przepływów. Zależności $\eta(\varphi)$ potwierdzają, że wirnik zamknięty osiąga wyższe wartości sprawności niż wirnik półotwarty o tym samym zarysie łopatki. Dla wirnika B zwiększanie c powoduje spadek sprawności i przesunięcie punktu maksymalnej sprawności w stronę mniejszych wartości φ . Autorzy rozróżniają η_{max} – optymalną wartość sprawności odczytana z krzywej $\eta(\varphi)$, oraz η_{nom} – sprawność w punkcie nominalnym (*duty point*). Wraz ze wzrostem

stosunku c/b_2 obie sprawności maleją. Największy spadek występuje przy przejściu od bardzo małych szczelin nadwierzchołkowych do zakresu wartości pośrednich. Dla $c/b_2 \geq 2$ dalsze zwiększanie szczeliny powoduje już tylko niewielkie zmiany sprawności.



Rysunek 2.14. Krzywe parametrów pracy pompy 1 ze zmianą szczeliny nadwierzchołkowej [34]

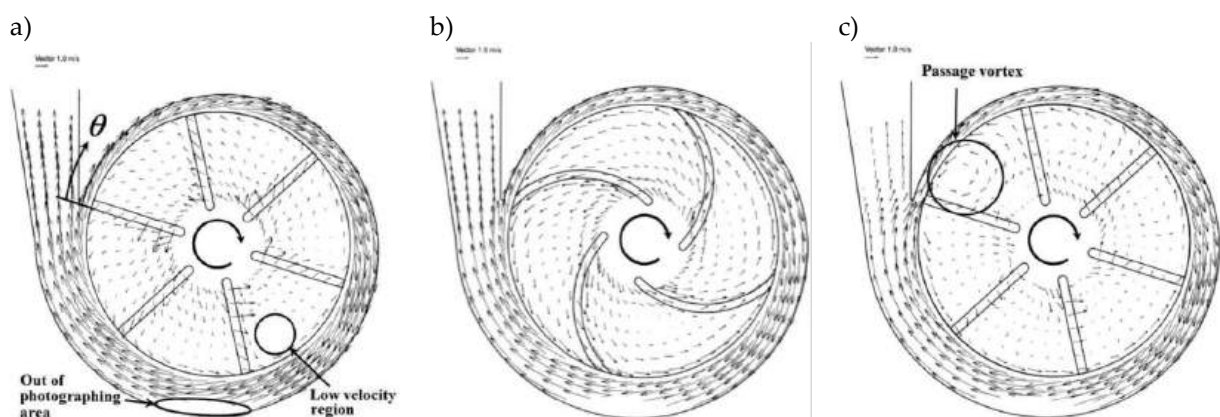
Na rys. 2.15 przedstawiono charakterystyki bezwymiarowe wirników D i E . Dla obu wirników krzywe $\psi(\varphi)$ mają niestateczny przebieg w obszarze małych wydajności. Wirnik D , wyposażony w łopatki promieniowe ($\beta_2 = 90^\circ$), generuje większą wysokość podnoszenia w całym rozpatrywanym zakresie φ niż wirnik E z łopatkami cylindrycznymi ($\beta_2 = 30^\circ$), a różnica między nimi rośnie wraz ze wzrostem przepływu. Dla wirnika D , w rejonie małych przepływów, widoczny jest lokalne obniżenie wartości wysokości podnoszenia. Poniżej $\varphi = 0,02$ pojawia się wyraźny zakres niestatecznej pracy, natomiast powyżej tej wartości przebieg wysokości podnoszenia jest monotoniczny i jej nachylenie jest łagodniejsze niż w przypadku wirnika E .



Rysunek 2.15. Charakterystyki bezwymiarowe pompy na stanowisku nr 2 [34]

Z krzywych sprawności wynika, że η_{max} jest nieco wyższa dla wirnika E (ok. 50%) niż dla wirnika D (ok. 48%). Kształt $\eta(\varphi)$ jest zupełnie różny: dla wirnika D obszar wysokich sprawności jest szerszy i przesunięty w kierunku większych wydajności, z kolei dla wirnika E maksimum sprawności ma bardziej stromy przebieg, a w zakresie bardzo niskich przepływów sprawność wirnika E przewyższa sprawność wirnika D nawet o kilka punktów procentowych.

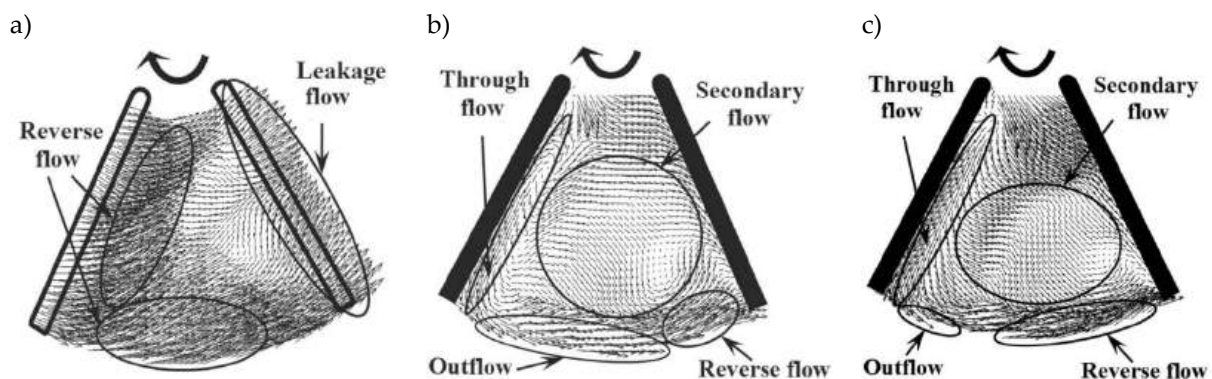
Na rys. 2.16 przedstawiono wektory prędkości uśrednione fazowo metodą PTV dla pompy testowej 2. W obszarze wirnika naniesiono prędkości względne, natomiast w kanale spiralnym – prędkości bezwzględne. Dla wirnika D przy $Q/Q_0 = 1$ przepływ w kanałach międzyłopatkowych jest niesymetryczny. Struga o największej prędkości przylega do strony ssącej łopatek, a po stronie czynnej pojawiają się rozległe strefy obniżonych prędkości. Dodatkowo widoczny jest wyraźny przepływ styczny w szczelinie nad wierzchołkiem łopatki, skierowany z obszaru wysokiego ciśnienia w stronę strony ssącej. Dla wirnika E i $Q/Q_0 = 1$, rozkład prędkości jest bardziej osiowo symetryczny, a wektory w kanale międzyłopatkowym lepiej dopasowane do kierunku łopatek, co odpowiada bardziej uporządkowanemu procesowi przekazywania energii. Przy częściowym obciążeniu, $Q/Q_0 = 0,25$, w wirniku D pojawia się rozległy wir w rejonie języka spirali. Strefa ta obejmuje znaczną część przekroju kanału przy stronie czynnej i wiąże się z lokalnym wzrostem prędkości względnej oraz wyraźnym odchyleniem wektorów od kierunku łopatki. Autorzy wiążą obecność tego wiru z pogorszeniem rozkładu prędkości obwodowej na wylocie wirnika i możliwością występowania niestateczności charakterystyki $\psi(\varphi)$ w zakresie bardzo małych wartości φ .



Rysunek 2.16. Wektory prędkości uśrednione fazowo (PTV), stanowisko 2: a) wirnik D, $Q/Q_0 = 1,0$; b) wirnik E, $Q/Q_0 = 1,0$; c) wirnik D, $Q/Q_0 = 0,25$ [34]

Uzupełnieniem analizy PTV są wyniki pomiarów PIV, przedstawione na rys. 2.17 w trzech płaszczyznach wzdłuż szerokości kanału międzyłopatkowego wirnika D ($z/b = 0,05; 0,5; 0,95$). W płaszczyźnie po stronie pokrywy ssawnej ($z/b = 0,05$) widoczny jest wyraźny przeciek w szczelinie nad wierzchołkiem łopatki

oraz przepływ wsteczny w rejonie wylotu. W płaszczyźnie środkowej ($z/b = 0,5$) dominuje przepływ wtórny w postaci dużego wiru kanałowego, który zajmuje znaczną część przekroju międzyłopatkowego i powoduje przesunięcie głównego strumienia w kierunku strony ssącej łopatkę. W pobliżu tylnej tarczy ($z/b = 0,95$) przeważa przepływ wzdłuż łopatkę, jednak w strefie wylotu nadal występują obszary przepływu wstecznego. Rozkład wektorów wskazuje, że struga efektywnie uczestnicząca w przekazywaniu energii jest ograniczona do wąskiego pasa przy stronie ssącej, a strefy przecieku i przepływu wtórnego zmniejszają dostępny przekrój przepływowy kanału.



Rysunek 2.17. Uśrednione fazowo wektory prędkości względnej w wirniku D w punkcie optymalnym (PIV): a) $z/b = 0,05$; b) $z/b = 0,5$; c) $z/b = 0,95$ [34]

Na podstawie badań PIV i PTV autorzy stwierdzili, że dla półotwartych wirników pracujących w zakresie bardzo niskich wyróżników szybkoobrotowości współczynnik poślizgu jest większy niż wynika z zależności Wiesner'a i rośnie wraz ze zwiększaniem stosunku c/b_2 , któremu towarzyszy spadek sprawności. Oznacza to, że szczelina nadwierzchołkowa oraz związane z nią przepływy wtórne istotnie zmniejszają składową obwodową prędkości na wylocie c_{2u} i teoretyczną wysokość podnoszenia H_{th} . W półotwartych wirnikach o dużym kącie wylotowym ($\beta_2 = 90^\circ$) uzyskiwana wysokość podnoszenia jest zatem wynikiem kompromisu między korzyścią z dużej prędkości obwodowej a większą wrażliwością na niestateczność przy małych przepływach.

Z prac prof. Kurokawy [24,28,32,34] wynika, że przy niskim n_q spadek sprawności wynika głównie ze wzrostu strat (tarcia tarcz wirujących, wolumetrycznych), a nie z braku zdolności wirnika do wytwarzania wysokości podnoszenia. Po zabudowie spirali różnice między parametrami pracy wirników maleją, a BEP zbliża się do punktu projektowego spirali. Oznacza to, że w zakresie niskiego n_q geometria spirali silnie kształtuje BEP i sprawność. Wnioski te zależą jednak od konkretnej geometrii korpusu i warunków pracy, więc uogólnienie wymaga badań pełnej domeny w szerszym zakresie wydajności.

Dahl [35] przedstawił badania wariantowe pompy odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkobieżności (jeden z wariantów uzyskał $n_q \approx 8,9$), ukierunkowane na poprawę przebiegu $H(Q)$ przy małych wydajnościach oraz ograniczenie naporu osiowego, przy równoczesnej ocenie sprawności i wymagań ssawnych. W tym samym korpusie porównano cztery wirniki $A-D$, różniące się głównie liczbą łopatek $z = 10-24$, a następnie oceniono wpływ konfiguracji otworów odciążających w przestrzeniach okołowirnikowych. Wyniki potwierdziły kompromis projektowy: zwiększanie liczby łopatek z wpływa na wzrost wysokości podnoszenia, może poprawiać sprawność, lecz zwykle zwiększa $NPSHR$. Wykazano również, że odpowiedni układ otworów odciążających istotnie redukuje siłę osiową i może korzystnie kształtować $H(Q)$ bez jednoznacznie widocznego spadku sprawności, co potwierdza zasadność łącznej oceny geometrii wirnika i rozwiązań przestrzeni okołowirnikowych w zakresie niskiego n_q .

Pokrewne zagadnienia omówiono również w badaniach dotyczących pomp o bardzo niskim wyróżniku szybkobieżności.

Norweski zespół pod kierownictwem Grunde Olimstad [36] opisał rozwój jednostopniowej pompy odśrodkowej jako alternatywy dla pomp wyporowych w zakresie małych wydajności i dużych wysokości podnoszenia, uzyskując $n_q = 4,8$. Metodyka obejmowała wstępny projekt jednowymiarowy według Stepanoffa oraz iteracyjny rozwój geometrii wirnika i spirali na podstawie prototypów i obliczeń numerycznych, ze szczególnym uwzględnieniem doboru liczby łopatek, strat w przestrzeniach okołowirnikowych oraz minimalnego ciśnienia w spirali. Zmiany dotyczyły głównie i obejmowały przejście od geometrii konwencjonalnej z łopatkami odgiętymi do tyłu do układu hybrydowego, w którym część wlotowa zachowywała bezuderzeniowy charakter, natomiast końcowy odcinek łopatki ukształtowano promieniowo na wylocie. Równolegle zwiększono pole przekroju końcowego spirali, co ograniczyło załamanie charakterystyki $H(Q)$ związane z kawitacją w tym elemencie. W rozwiązaniu docelowym uzyskano $H = 175$ m przy $Q_{BEP} = 15,3$ m³/h i $n = 3550$ obr/min, przy sprawności maksymalnej ok. 30%. Wykazano, że załamanie krzywej $H(Q)$ wiąże się z kawitacją w spirali, a zwiększenie jej pola przekroju końcowego o 20% przesunęło początek kawitacji ku większym wydajnościom i zmienia położenie punktu najlepszej sprawności.

Odrębną grupę prac stanowią konstrukcje specjalne dla bardzo małych gabarytów, w których dominujące stają się straty tarcia tarcz wirujących i przepływy szczelinowe, a klasyczna geometria łopatek traci znaczenie pierwszorzędne. W tej grupie rozwiązań szczególnego znaczenia nabierają metody badawcze umożliwiające ocenę parametrów energetycznych oraz identyfikację dominujących mechanizmów strat.

Satoh i inni [37] przedstawili projekt i badania miniaturowej pompy odśrodkowej do małych przepływów i dużych wysokości podnoszenia, dla której $n_{sP} = 372$ w konwencji anglosaskiej odpowiada $n_q \approx 7,2$. Zastosowano wirnik bez klasycznych łopatek, z czterema prostokątnymi kanałami frezowanymi w dysku, oraz stabilizację luzu osiowego przez mikrorowki spiralne tworzące hydrodynamiczną podporę czołową. W badaniach zgodnych z JIS B 8310 (1985) wyznaczono charakterystyki energetyczne, $NPSHR$, hałas i pulsacje ciśnienia, uzyskując stabilny przebieg charakterystyk oraz sprawność rzędu 25–28% przy bardzo małych gabarytach i poziomie hałasu ok. 50–52 dB(A). Autorzy wskazują, że w tym zakresie parametrów dominują straty tarcia tarcz wirujących i przepływy szczelinowe, a wpływ klasycznej geometrii łopatek na osiągi jest drugorzędny wobec kontroli tarcia i przecieków. Powyższe wnioski o roli strat lepkościowych i struktur przepływu uzasadniają potrzebę bezpośrednich pomiarów pól prędkości w kanale między łopatkami, realizowanych metodami optycznymi.

Grupa badawcza z Holandii: Visser, Brouwers, Jonker [38] wykonała bezpośrednie pomiary przepływu w kanale międzyłopatkowym wirnika pompy o niskim wyróżniku szybkobieżności, weryfikując, czy rdzeń przepływu w pobliżu punktu projektowego można opisać modelem quasi-dwuwymiarowym. Zastosowano współbracający, dwukomponentowy LDV rejestrujący prędkości względne bezpośrednio w układzie wirnika, a następnie przeliczający je na składową wzdłuż kanału i normalną. Badany, przezroczysty wirnik zamknięty z dziewięcioma łopatkami o kształcie logarytmicznej spirali mierzono przy $\varphi = 0,11$ i liczbie Reynoldsa rzędu 10^6 . Uzyskano dobrą zgodność rdzenia przepływu z modelem teoretycznym, przy koncentracji efektów lepkościowych w nieoderwanej warstwie przyściennej po stronie ssącej oraz relatywnie mniejszym wpływie strony ciśnieniowej. Wynik uzasadnia traktowanie przepływu w kanale jako quasi-dwuwymiarowego w części rdzeniowej, z korektą warstwy przyściennej, co stanowi użyteczne przybliżenie do analizy strat i poślizgu w pompach o niskim wyróżniku szybkobieżności.

Obok badań eksperymentalnych coraz większe znaczenie zyskiwały i nadal zyskują obliczenia CFD, wykorzystywane zarówno do analizy struktury przepływu, jak i do wspomagania projektowania oraz optymalizacji pomp o niskim wyróżniku szybkobieżności.

Benigni i współautorzy [39] przedstawili projekt jednostopniowej pompy odśrodkowej o bardzo niskim wyróżniku szybkobieżności $n_q = 5$ przy zachowaniu konstrukcji zgodnej z API 610 (OH2). Geometrię wstępną wyznaczono metodą jednowymiarową, a ocenę przeprowadzono na pełnym modelu pompy w ANSYS CFX, stosując obliczenia stacjonarne z modelem SST oraz niestacjonarne z SST-SAS.

Zastosowano koncepcję wirnika dwustrumieniowego, w którym strumień dzieli się na dwie symetryczne ścieżki przepływu, co ogranicza straty tarcia tarcz wirujących i ułatwia równoważenie sił osiowych. Własności ssawne oceniano metodą histogramową, bazującą na rozkładzie ciśnienia na łopatkach, oraz wskaźnikami σ (wsp. kawitacyjnym Thomy) i $NPSH_3$, co autorzy wskazują jako podejście bardziej odporne na lokalne ekstrema ciśnienia niż kryterium minimum.

W związku z tym w zakresie niskiego n_q coraz częściej stosuje się modelowanie CFD obejmujące pełną domenę pompy. Szczególnego znaczenia nabierają obliczenia niestacjonarne, ocena kawitacji oraz metody optymalizacji wielokryterialnej, pozwalające jednocześnie kształtować $H(Q)$, sprawność i stabilność przepływu.

W pracy Benigni, Jaberg, Yeung i in. [40] analizowano pompę API 610 (OH2) o n_q ok. 15,7 ze szczególnym uwzględnieniem pracy przy bardzo małych przepływach. Model CFD w ANSYS CFX obejmował wirnik, podwójną spiralę, odcinki króćców oraz komory przednią i tylną z luzami i otworami odciążającymi. Wykazano, że obliczenia stacjonarne są silnie zależne od położenia kąтового wirnika względem spirali i przeszacowują wysokość podnoszenia przy przepływach bliskich zera. Obliczenia niestacjonarne dawały lepszą zgodność z pomiarami dla analizowanej pompy i przyjętych ustawień modelu, a metoda histogramowa umożliwiała spójne wyznaczanie $NPSH$ w odniesieniu do kryterium $NPSH_3$ z prób. Autorzy podkreślają, że w reżimie niskiego n_q poprawna predykcja przy częściowym obciążeniu wymaga modelu całej pompy wraz z przestrzeniami okołowirnikowymi.

Wei i współautorzy [41] przeprowadzili niestacjonarną analizę przepływu w pompie o bardzo niskim $n_{SP} = 21$, odpowiadającym $n_q \approx 5,71$, w celu wyjaśnienia przyczyny wahania wysokości podnoszenia, mocy i strat hydraulicznych. Wyniki pomiarów pulsacji ciśnienia na obudowie porównano z symulacją CFD w ujęciu nieustalonym, z zastosowaniem sprzężenia rotor–stator i modelu turbulencji SST. Straty rozdzielono na część generowaną w wirniku i w spirali. Stwierdzono, że wirnik w większym stopniu determinuje poziom średni strat i parametrów energetycznych, natomiast spirala, szczególnie rejon języka, w większym stopniu kształtuje amplitudy pulsacji poprzez oddziaływanie łopatka–język na częstotliwości przejścia łopatek. Wskazano, że wiarygodna predykcja pulsacji wymaga właściwego kroku czasowego, poprawnego sprzężenia rotor–stator i analizy strat w podziale na komponenty.

W kolejnym artykule tej samej grupy badawczej [42] rozwinięto analizę pulsacji poprzez zastosowanie PCA (*Principal Component Analysis*), tj. dekompozycji pola pulsacji ciśnienia na składowe główne (tryby) uszeregowane według ich udziału w całkowitej zmienności sygnału. Następnie poszczególne składowe powiązано z określonymi pasmami częstotliwości. Podejście to umożliwiło rozdzielanie

składowych związanych z obrotem wirnika od składowych wynikających z oddziaływania z rejonem języka spirali. Autorzy wskazują, że cechy geometrii typowe dla bardzo niskiego n_q , w tym duży kąt opasania łopatek oraz lokalne przecieki, sprzyjają powstawaniu silniejszych struktur wirowych i stref strat, co znajduje odzwierciedlenie w dominujących składowych PCA.

Sapali i Kaul [43] przedstawili porównanie kilku wariantów półotwartego wirnika pompy o niskiej szybkoobrotowości oraz jakościową walidację CFD. Porównano dwa zestawy kątów łopatek, a badania stanowiskowe wykonano dla wirników z różnych materiałów przy kilku prędkościach obrotowych. Obliczenia przeprowadzono w ANSYS z modelem SST i podejściem MRF. Wykazano wrażliwość wysokości podnoszenia i sprawności na dobór kątów łopatek, a w CFD zidentyfikowano strefy największych strat w rejonie wylotu wirnika i przejścia do korpusu, co posłużyło do sformułowania zaleceń konstrukcyjnych dotyczących doboru geometrii i ograniczania separacji.

Zhang Yongxue i inni [44] zaproponowali metodykę projektowania wirnika o niskim wyróżniku szybkoobrotowości w układzie projekt 2D i weryfikacja 3D CFD. Geometrię wyznaczano na podstawie dwuwymiarowej teorii przepływu w przekroju merydionalnym, a następnie oceniano obliczeniami RANS w FLUENT. Dla zaprojektowanego wirnika uzyskano n_q ok. 13,7, a wyniki CFD posłużyły do oceny rozkładów prędkości i ciśnienia oraz przebiegu $H(Q)$ i $\eta(Q)$. Autorzy traktują to podejście jako narzędzie do skrócenia etapu doboru geometrii i ograniczenia budowy dużej liczby prototypów.

Autorzy [45] przeprowadzili wielokryterialną optymalizację pompy IS50–32–160 ($n_{SP} = 46,5$) w punkcie projektowym, ukierunkowaną na wzrost sprawności hydraulicznej i wysokości podnoszenia. Zastosowano metodykę łączącą CFD (ANSYS CFX), planowanie eksperymentu (DOE) oraz model zastępczy Kriging z przeszukiwaniem algorytmem genetycznym. Optymalizację prowadzono dla układu wirnik–spirala przy trzech zmiennych geometrycznych wirnika: b_2 , β_2 i φ . Zgodność CFD z pomiarami dla H w punkcie projektowym wyniosła ok. 3,3%. Uzyskano wzrost sprawności hydraulicznej o 4,18% przy zachowaniu wymaganej wysokości podnoszenia; rozwiązanie optymalne wiązało się ze zmniejszeniem b_2 i zwiększeniem kąta opasania φ . Autorzy wskazują ponadto na ograniczenie stref wirowych i spadek niestacjonarności przepływu, obserwowany jako zmniejszenie składowych widmowych związanych z częstotliwością łopatkową.

W publikacji [46] przedstawiono automatyczny system wielokryterialnej optymalizacji kształtu wirnika pompy o niskim wyróżniku szybkoobrotowości. Geometrię sparametryzowano krzywymi Béziera (profile łopatek) oraz B -spline (przekrój merydionalny), a ocenę wariantów realizowano w CFD (RANS, FLUENT,

MRF, model turbulencji *realizable k-ε*). Na podstawie wariantów dobranych metodą tablicy ortogonalnej zbudowano zbiór uczący i wytrenowano sieć neuronową jako model zastępczy, a przeszukiwanie przestrzeni rozwiązań wykonano algorytmem NSGA-II. Funkcje celu obejmowały sprawność, kryterium związane z rozkładem wysokości Eulera w kanale międzyłopatkowym oraz miarę antykawitacyjną *NPSHR*, zdefiniowaną na podstawie różnicy między poziomem na ssaniu a minimalnym ciśnieniem w wirniku. Walidację przeprowadzono eksperymentalnie zgodnie z ISO 9906:2012, uzyskując poprawę własności antykawitacyjnych (spadek *NPSHR* o 0,64 m) oraz wzrost sprawności całkowitej o ok. 4% przy zbliżonej wysokości podnoszenia.

W pracy Wang Yuqin i inni [47] przedstawili procedurę optymalizacji pompy IS65-50-160 ($n_{SP} = 65$), w której cele zwiększenia wysokości podnoszenia oraz ograniczenia strat energii połączono w jedną funkcję oceny z zastosowaniem współczynników wagowych. Jako zmienne przyjęto siedem parametrów wirnika (m.in. średnice, szerokości, kąty ustawienia łopatek i liczbę łopatek), a optymalizację wykonano algorytmem genetycznym w środowisku MATLAB. Wyniki zweryfikowano obliczeniami CFD oraz pomiarami charakterystyk zewnętrznych. Autorzy podają, że w warunkach znamionowych wariant uzyskany metodą GA (algorytmu genetycznego) zwiększył wysokość podnoszenia o 26,92% i sprawność o 32,28% oraz zmniejszył straty energii o 14,38% względem konstrukcji bazowej. W celu porównania skuteczności zastosowanej procedury przeprowadzono również optymalizację metodą PSO (*Particle Swarm Optimization*), która przyniosła mniejszy zakres poprawy parametrów.

Podsumowując, w pompach o bardzo niskim n_q o sprawności i położeniu BEP w dużym stopniu decydują straty lepkościowe oraz przecieki w szczelinach. Istotne jest także dopasowanie wirnika do spirali, w tym geometrii przekroju końcowego i obszaru języka. Niestateczności $H(Q)$ wiążą się z przepływami wtórnymi i lokalnymi strukturami wirowymi, szczególnie w obszarze wylotu i oddziaływania wirnik-korpus. Dlatego ocena parametrów pracy powinna obejmować model całej pompy, a w analizie zjawisk niestacjonarnych należy stosować odpowiedni model uwzględniający oddziaływania części wirującej i nieruchomej. W kolejnym rozdziale omówiono metody zwiększania sprawności pomp wolnobieżnych ukierunkowane na ograniczanie strat bez zasadniczej przebudowy geometrii bazowej.

2.3 METODY ZWIĘKSZANIA SPRAWNOŚCI ODŚRODKOWYCH POMP WOLNOBIEŻNYCH

W pompach wolnobieżnych, ze względu na specyfikę przepływu i istotny udział strat wewnętrznych, szczególnie znaczenia nabierają rozwiązania konstrukcyjne

pozwalające ograniczać straty bez radykalnej zmiany geometrii bazowej, np. poprzez strukturyzację powierzchni wirnika czy też podcinanie i strukturyzowanie krawędzi wylotowej łopatki.

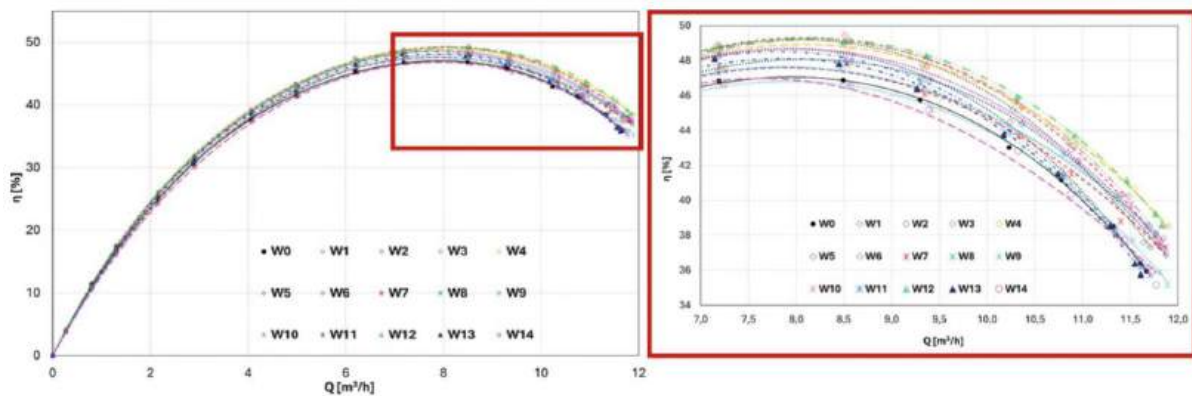
Zespół prof. Skrzypacza z Politechniki Wrocławskiej [48] zaproponował pasywną metodę redukcji strat tarczowych polegającą na strukturyzacji zewnętrznych powierzchni tarcz wirnika przez wykonanie regularnych wgłębień (*dimples*), analogicznie do powierzchni piłeczki golfowej (rys. 2.18). Zaburzenia przepływu w pobliżu ściany mają ograniczać naprężenia styczne, a tym samym zmniejszać straty tarcia tarcz wirujących.

W badaniach porównano wirnik odniesienia $W0$ (gładki) z serią wirników $W1$ – $W14$, w których nie zmieniano geometrii kanałów przepływowych, a modyfikowano wyłącznie powierzchnie tarcz. Dzięki temu różnice w charakterystykach można wiązać przede wszystkim z wpływem dimpli na straty tarczowe. Analizowano wpływ podstawowych parametrów wgłębień (średnica, głębokość, stopień pokrycia i wzór rozmieszczenia), przy zachowaniu tego samego typu wgłębienia (fragment powierzchni sferycznej). Pomiary wykonano na stanowisku badawczym zgodnie z EN ISO 9906:2012, wyznaczając charakterystyki dla stałej prędkości obrotowej.



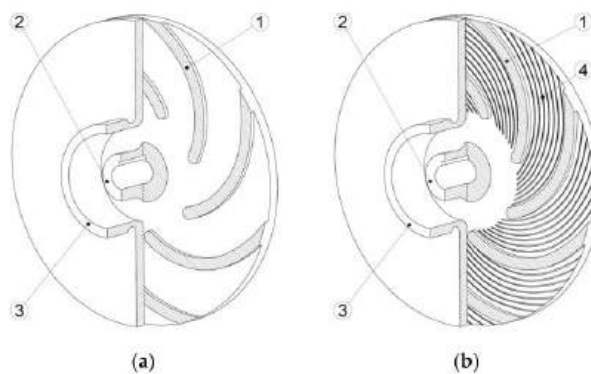
Rysunek 2.18. Idea zastosowania wgłębień i model wirnika ze strukturą [48]

W całym zakresie badań nie odnotowano pogorszenia wysokości podnoszenia $H(Q)$ względem wirnika $W0$. Jednocześnie część wariantów wykazała wzrost sprawności w pobliżu punktu optymalnego (rys. 2.19). Największą poprawę w BEP uzyskano dla wirników $W3$ i $W12$, dla których sprawność względna wzrosła o 5,23% w porównaniu z wariantem gładkim. Co istotne, najlepszy efekt osiągnięto dla dwóch różnych konfiguracji dimpli ($W3$: $d = 2,2$ mm, $h = 0,2$ mm, 588 wgłębień; $W12$: $d = 4$ mm, $h = 0,1$ mm, 476 wgłębień), dlatego autorzy wnioskują, że nie da się wskazać jednego parametru dominującego i zapowiadają dalsze prace w celu określenia wpływów oraz zawężenia zakresów doboru geometrii wgłębień.



Rysunek 2.19. Charakterystyka sprawności [48]

Po modyfikacjach zewnętrznych tarcz wirnika, ukierunkowanych na redukcję strat tarczowych, kolejną grupę rozwiązań stanowi mikrostrukturyzacja powierzchni w kanałach międzyłopatkowych, której celem jest ograniczenie strat przyściennych i dyssypacji. Bieganowski i współautorzy [49] zaproponowali pasywną modyfikację przepływu przez zastosowanie mikrorowków na ściankach kanałów międzyłopatkowych w wirniku pompy odśrodkowej. Rozwiązanie przeznaczono dla pomp wolnobieżnych ($n_q < 15$, $Q < 10$ m³/h) i traktowano jako sposób ograniczania strat bez ingerencji w geometrię bazową wirnika. Rowki wykonano symetrycznie na przedniej i tylnej ścianie kanału; miały przekrój prostokątny (s_r , g_r) i przebieg dopasowany do krzywizny łopatki (rys. 2.20).

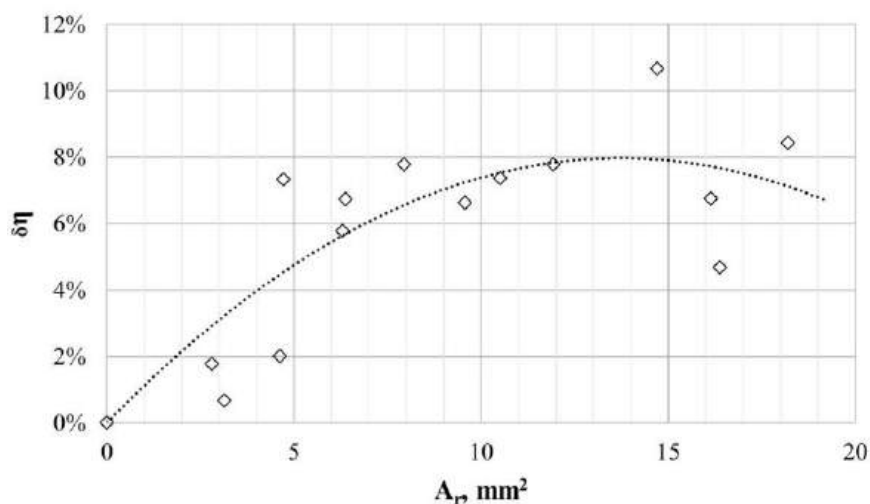


Rysunek 2.20. Porównanie geometrii wirników: a) podstawowego; b) z mikrorowkami; 1 – łopatki główne; 2 – piasta wirnika; 3 – osłona wirnika; oraz 4 – mikrorowki [49]

Badania przeprowadzono dla serii geometrii mikrorowków wyznaczonej metodami planowania eksperymentu. Zmiennymi były: głębokość rowka $g_r = 0,10 - 0,50$ mm, szerokość $s_r = 0,25 - 0,75$ mm oraz liczba rowków $z_r = 3-7$ (na jedną ścianę kanału). Zastosowanie rototabilnego planu trójpoziomowego pozwoliło wytypować 15 reprezentatywnych wariantów mikrogeometrii, które oceniono numerycznie (CFD) i zweryfikowano eksperymentalnie.

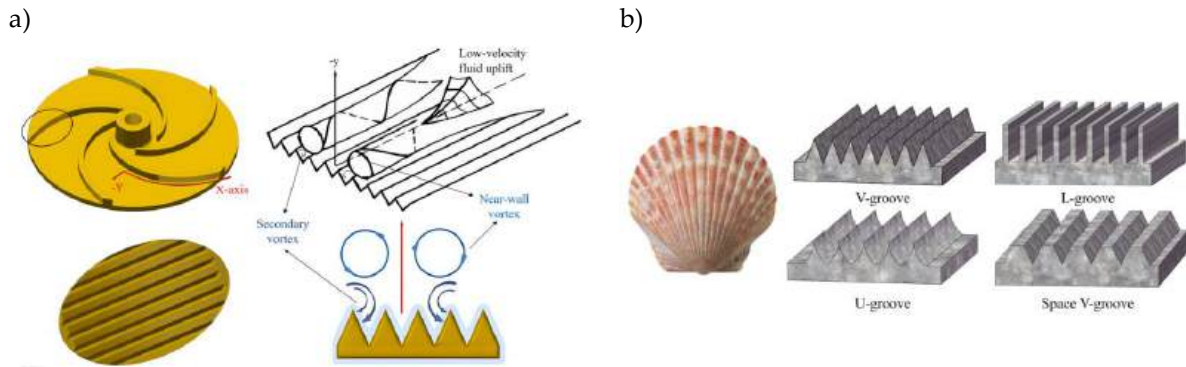
W punkcie nominalnym Q_{nom} wszystkie wirniki z mikrorówkami osiągnęły wyższą wysokość podnoszenia niż wirnik gładki WIR_0. Największy przyrost (WIR_4 i WIR_10) wyniósł ok. 1,5 m (~10%). We wszystkich wariantach stwierdzono także poprawę sprawności hydraulicznej, przy czym najlepszy wynik uzyskał WIR_14: +3,75 p.p. (ok. +10,67% względnie) w porównaniu z WIR_0.

Autorzy wiążą efekt z redukcją strat przyściennych: mikrorówki ograniczają dyssypację i turbulencję przy ścianach kanału, zmniejszając „obszar wpływu” warstwy przyściennej o ok. 20%. Wskazano, że kluczowe znaczenie ma głębokość rowka g_r odniesiona do grubości warstwy przyściennej, natomiast dla stosunku s_r/g_r nie uzyskano jednoznacznej korelacji (największe przyrosty zwykle dla 0,8–2). Jako wygodne kryterium projektowe zaproponowano całkowite pole przekroju rowków $A_r = s_r \cdot g_r \cdot Z_{rc}$. Zależność względnego przyrostu sprawności $\delta\eta$ od A_r wykazuje maksimum w pobliżu $A_{r,opt} = 14 \text{ mm}^2$ (rys. 2.21). Autorzy sugerują przeniesienie tej zależności na inne wirniki przez odniesienie do pola przekroju na wylocie A_2 (dla badanego przypadku $A_2 = 665,7 \text{ mm}^2$ oraz $\xi_r = 47,55$).



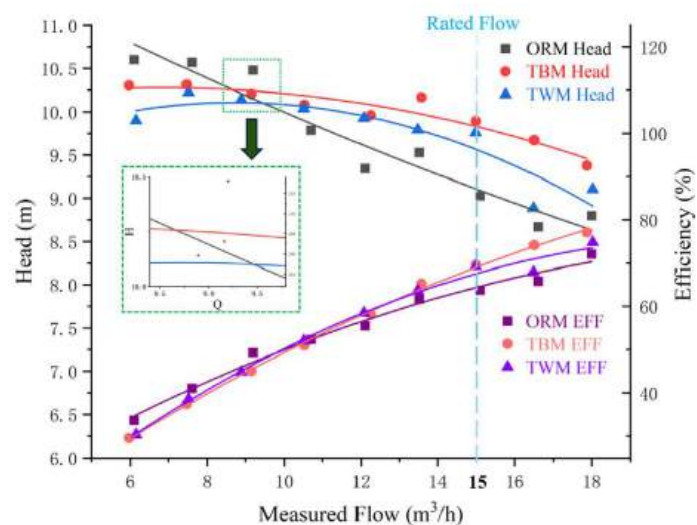
Rysunek 2.21. Zależność względnego przyrostu sprawności $\delta\eta$ od całkowitego pola przekroju rowków A_r dla przepływu nominalnego Q_{nom} [49]

Badacze z Chin [50] zastosowali pasywną kontrolę przepływu w wirniku pompy odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkoobrotowości ($n_{sP} = 55$, $n_q \approx 15,18$), poprzez strukturyzację ścian bocznych łopatek w wylotowej części kanału międzyłopatkowego, w pobliżu krawędzi spływu. Wprowadzono wzdluzne, biomimetyczne rowki typu Space-V po stronie ssacej i tłocznej, ukierunkowane na ograniczenie separacji oraz oslabienie „sladu załopatkowego” (wake) o podwyższonej turbulencji. Mechanizm działania interpretowano na podstawie teorii wirów wtórnych: interakcja rowków z wirami przyściennymi sprzyja powstawaniu wtórnych struktur stabilizujących warstwę przyścienną i zmniejszających skłonność do odrywania przepływu (rys. 2.22).



Rysunek 2.22. Mechanizm działania: a) naturalne struktury rowków; b) i ich typy [50]

Analizę przeprowadzono metodami CFD (m.in. $k-\omega$ SST) z walidacją doświadczalną na modelu przeskalowanym zgodnie z prawami podobieństwa. Zmieniano głównie kąt wierzchołkowy α oraz głębokość h rowków. Wyniki wykazały silną zależność efektu od geometrii i punktu pracy. Najkorzystniejszy wariant o parametrach $h = 0,45$ mm i $\alpha = 45^\circ$ (określony przez autorów jako TBM) zwiększył wysokość podnoszenia w punkcie projektowym o 2,59% (z 26,65 do 27,34 m), a przy większych przepływach efekt nasilał się (dla $1,4 Q_d$ wzrost H rzędu $\sim 9,74\%$ względem wirnika gładkiego). Poprawę sprawności obserwowano głównie powyżej przepływu znamionowego (maks. $\sim 7,85\%$ w okolicy $1,35Q_d$), natomiast poniżej Q_{nom} część wariantów pogarszała η , co autorzy wiążą z niekorzystnym wpływem dyfuzji w rejonie wylotu. Zwrócono również uwagę, że ukształtowanie strefy krawędzi spływu przez rowki wykazuje analogię do falistej (sinusoidalnej) krawędzi spływu opisywanej w literaturze [51], co może sprzyjać rozdrobnieniu struktur oderwania i zmniejszeniu dyssypacji w śladzie za łopatką. Zależności te pokazano na charakterystykach $H(Q)$ i $\eta(Q)$ (rys. 2.23).

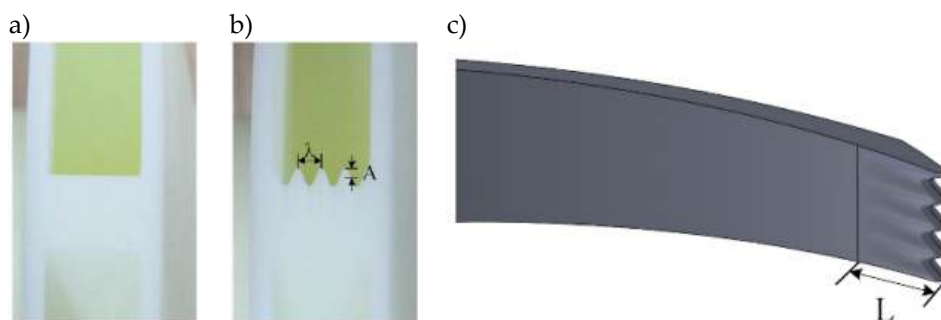


Rysunek 2.23. Charakterystyki energetyczne badanych wirników [50]

W interpretacji fizycznej wskazano obniżenie energii kinetycznej turbulencji (TKE) na powierzchniach łopatk, szczególnie po stronie ssącej, oraz osłabienie śladu załopatkowego. Zjawiska te sprzyjają redukcji strat wylotowych. Obliczenia numeryczne zostały zwalidowane przez badania eksperymentalne. Korzystny efekt odnotowano w zakresie ok. $0,6Q-0,67Q$, a maksymalny przyrost sprawności w badaniach eksperymentalnych wyniósł ok. 12,4% w pobliżu $1,1Q$ dla modelu testowego.

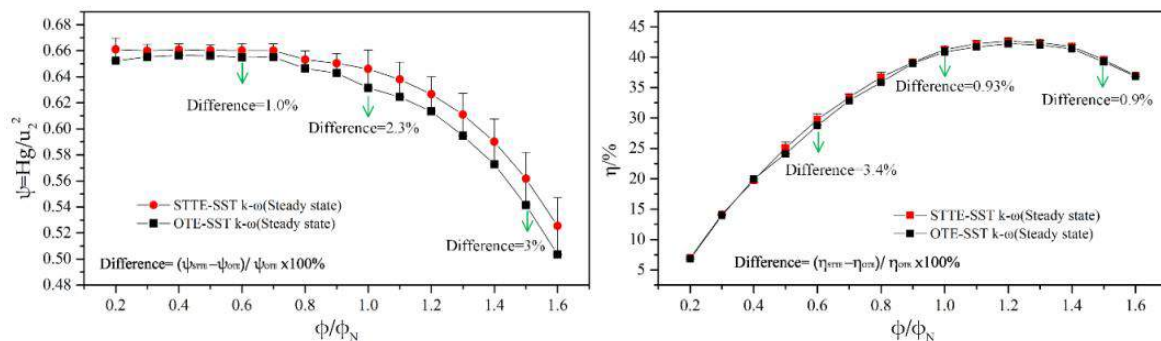
Rowki biomimetyczne Space-V w rejonie wylotu łopaty mogą stanowić skuteczny sposób poprawy parametrów energetycznych pomp wolnobieżnych. Jednocześnie efekt ich zastosowania jest silnie zależny od geometrii modyfikacji oraz punktu pracy. Największe korzyści uzyskuje się zwykle w pobliżu i powyżej przepływu znamionowego, natomiast przy małych wydajnościach możliwe jest pogorszenie charakterystyk oraz stabilności pracy. Z tego względu naturalnym kierunkiem dalszych modyfikacji są rozwiązania, w których zamiast mikrogeometrii rowków kształtuje się bezpośrednio geometrię krawędzi spływu łopaty, ukierunkowując wpływ na separację oraz strukturę przepływu w strefie wylotu.

W kolejnej pracy [51] oceniono wpływ sinusoidalnie ukształtowanej krawędzi spływu łopaty STTE (*Sinusoidal Tubercle Trailing Edge*) na parametry energetyczne oraz pulsacje ciśnienia w pompie odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkoobrotowości ($n_{sp} = 40,1$; $n_q \approx 10,99$). Celem było ograniczenie strat wynikających z niestacjonarności przepływu w strefie wylotu wirnika, w tym zjawisk związanych z odrywaniem wirów od krawędzi spływu i oddziaływaniem wirnik-spirala. Badania wykonano na jednostopniowej pompie modelowej ($n = 3000$ obr/min, $Q_{nom} = 10$ m³/h, $H = 35$ m, $z = 5$; $D_1 = 50$ mm, $D_2 = 160$ mm). Porównano wirnik referencyjny z oryginalną krawędzią spływu OTE oraz wirnik zmodyfikowany STTE. Modyfikację wprowadzono wyłącznie po stronie ssącej w rejonie wylotu, przy zachowaniu niezmięnionej strony tłocznej. Geometrię STTE opisano parametrami $L = 10$ mm, $\lambda = 2,5$ mm oraz $A = 1$ mm, przy czym głębokość modyfikacji stopniowo zanika w kierunku wzdłuż profilu. Różnice w geometrii krawędzi spływu przedstawiono na rys. 2.24.



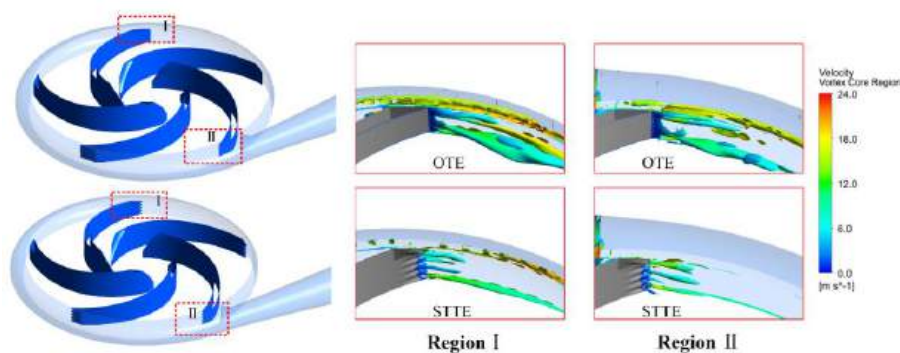
Rysunek 2.24. Różnice między dwiema krawędziami spływu: a) bazową (OTE); b) sinusoidalną z wypustkami (STTE); c) przekrój wylotowy łopaty [51]

Metodyka obejmowała obliczenia CFD oraz weryfikację doświadczalną. Charakterystyki energetyczne wyznaczono na podstawie obliczeń stacjonarnych (model turbulencji $k-\omega$ SST), natomiast do analizy pulsacji ciśnienia zastosowano symulacje niestacjonarne DES (*Detached Eddy Simulation*). Zestawienie wyników obliczeń dla obu wariantów przedstawiono na rys. 2.25.



Rysunek 2.25. Porównanie wyników obliczeń numerycznych dwóch modeli pomp (obl. stacjonarne, $k-\omega$ SST) [51]

Wyniki wykazały poprawę parametrów w punkcie znamionowym: dla *STTE* wysokość podnoszenia wzrosła o ok. 2,3%, a sprawność o ok. 0,93% w porównaniu z *OTE*. Autorzy wiążą ten efekt z modyfikacją wypływu w rejonie krawędzi spływu i osłabieniem strat w strefie wylotowej, w której istotną rolę odgrywa struktura „śląd załopatkowy–struga” (*wake-jet*). W wariacie *STTE* obserwowano rozdrobnienie struktur wirowych i zmniejszenie obszaru rdzeni wirowych przy krawędzi spływu, co sprzyja ograniczeniu oddziaływania wirnik–spirała. Obraz tych zmian pokazano na rys. 2.26.



Rysunek 2.26. Rozkład wirów w obszarze wylotowej krawędzi łopaty (BTE) przy nominalnym natężeniu przepływu [51]

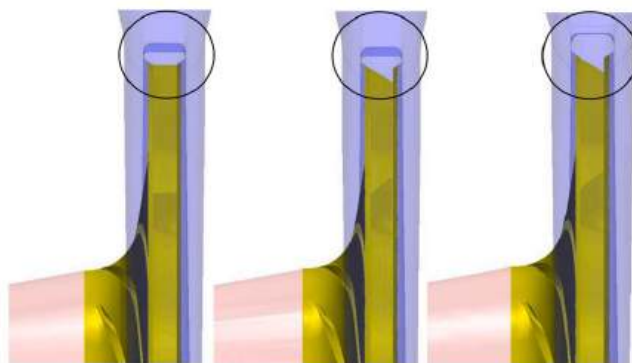
Odnotowano także korzystny wpływ *STTE* na pulsacje ciśnienia w rejonie języka spirali. Współczynnik pulsacji C_p (chwilowe odchylenie ciśnienia od średniej, znormalizowane ciśnieniem dynamicznym $(p_i - \bar{p})/(0,5\rho u_2^2)$) był niższy niż dla *OTE*, a redukcje amplitud na częstotliwości przejścia łopatek dla punktów T1–T5 wyniosły odpowiednio ok. 10,4%, 5,3%, 8,2%, 3,3% i 5,5%. Autorzy podkreślają jednak,

że wnioski dotyczą jednej konkretnej geometrii *STTE* i dwóch wariantów wirnika, dlatego przenoszenie rezultatów na inne konstrukcje wymaga dalszej optymalizacji parametrów (λ , A , L) oraz dodatkowych badań porównawczych.

Oprócz kształtowania krawędzi splotu stosuje się również proste modyfikacje technologiczne. Należą do nich przycinanie (*trimming*) zarówno łopatek wirnika oraz języka spirali, wpływające na współpracę wirnik–spirala.

Badacze z Indii [52] ocenili wpływ przycinania łopatki wirnika i języka spirali na niestacjonarność przepływu, pulsacje ciśnienia i wynikający z nich hałas. Obiektem badań była pompa odśrodkowa o niskim wyróżniku szybkoobrotowości $n_{sP} = 14,7$ ($n_q \approx 4$) z wąskimi kanałami międzyłopatkowymi i spiralą o wylocie promieniowym. Parametry punktu pracy wynosiły $Q = 75 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 88 \text{ m}$, $n = 2900 \text{ obr}/\text{min}$.

W badaniach porównano trzy warianty geometrii. Wariant odniesienia oznaczono jako *M1*, w wariacie *M2* wprowadzono ukośne przycięcie krawędzi splotu łopatek wirnika pod kątem 30° , natomiast wariant *M3* stanowił rozwinięcie *M2* poprzez dodatkowe przycięcie języka spirali. Zakres modyfikacji przedstawiono na rys. 2.27.

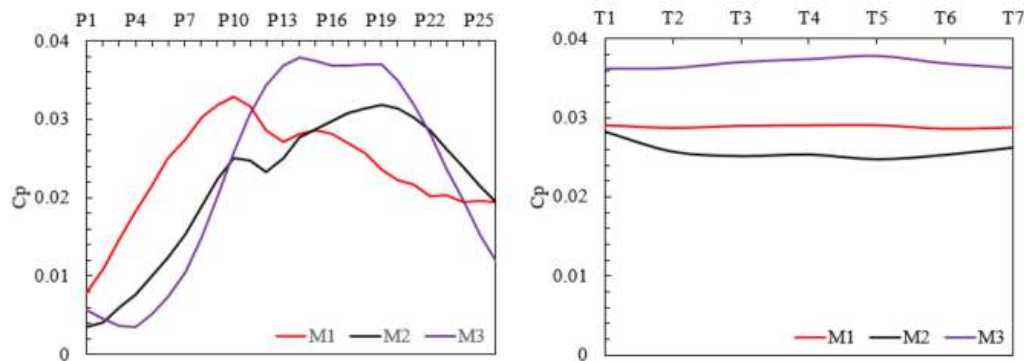


Rysunek 2.27. Modele zmian w pompie do obliczeń numerycznych: a) *M1*; b) *M2*; c) *M3* [52]

Metodyka obejmowała obliczenia CFD układu wirnik–spirala (stacjonarne MRF z modelem $k-\omega$ SST oraz niestacjonarne DES). Pulsacje ciśnienia wyznaczano na podstawie sygnałów z sond w rejonie wirnika i języka spirali, a następnie analizowano widmowo metodą FFT. Wskazano, że dominującym źródłem niejednorodności jest struktura struga–ślad załopatkowy, wzmacniająca oddziaływanie wirnik–język spirali.

Wyniki pokazały, że wariant *M2* ograniczał amplitudę pulsacji na częstotliwości przejścia łopatek (BPF) o ok. 10,3% względem *M1*, natomiast dodatkowe przycięcie języka spirali (*M3*) zwiększało ten wskaźnik o ok. 24% (rys. 2.28). Redukcja pulsacji w *M2* była okupiona niewielkim spadkiem parametrów energetycznych w punkcie

pracy: ψ_{nom} obniżył się z 1,12 do 1,09, a sprawność z 75,3% do 74,4% (dla M3 odpowiednio 1,087 i 74,5%).



Rysunek 2.28. Przebieg współczynnika pulsacji ciśnienia C_p dla składowej o częstotliwości przejścia łopatek $1f$ (BPF) wzdłuż obwodu wirnika (punkty P1–P25) oraz w rejonie języka spirali (punkty T1–T7) dla wariantów M1–M3 [52]

W podsumowaniu autorzy wskazują, że w pompach o niskim wyróżniku szybkobieżności ograniczenie pulsacji i hałasu wymaga modyfikacji, które nie pogarszają istotnie oddziaływania w rejonie języka spirali. Spośród analizowanych wariantów M2 stanowi najkorzystniejszy kompromis, natomiast M3 prowadzi do pogorszenia warunków dynamicznych mimo dodatkowej ingerencji w język spirali.

Opisane w podrozdziale 2.3 przykłady wskazują, że sprawność pomp wolnobieżnych można poprawiać poprzez ograniczanie strat tarcia tarcz wirujących (wgłębienia na tarczach wirnika), strat przyściennych w kanałach międzyłopatkowych (mikrorowki) oraz strat i niestacjonarności w strefie wylotu i oddziaływania wirnik–spirala (modyfikacje oraz podcinanie krawędzi splywu łopatki i języka spirali). Skuteczność tych metod zależy od geometrii modyfikacji i punktu pracy.

Kolejną grupę stanowią modyfikacje łopatki, które zmieniają przepływ w kanale międzyłopatkowym i rozkład obciążenia łopatki. Należą do nich łopatki dzielone oraz łopatki szczelinowe omówione w podrozdziałach 2.4.1–2.4.2.

2.4 ŁOPATKI DZIELONE I SZCZELINOWE

2.4.1 ZASTOSOWANIE ŁOPATEK DZIELONYCH W MASZYNACH WIRNIKOWYCH

Łopatki dzielone (*splitter blades*) stosuje się w maszynach przepływowych w celu kształtowania przepływu w kanale międzyłopatkowym i poprawy parametrów pracy. Wprowadzenie splittera powoduje podział kanału, co sprzyja wyrównaniu rozkładu prędkości oraz ograniczeniu niekorzystnych zjawisk przepływowych,

takich jak separacja warstwy przyściennej, recyrkulacja, wzrost poboru mocy czy fluktuacje ciśnienia (zmniejsza się). W zależności od warunków pracy i geometrii może to prowadzić do wzrostu wysokości podnoszenia oraz do stabilizacji przepływu, jednak kosztem potencjalnie większych strat lepkości i zmian poziomu zjawisk nieustalonych (np. pulsacji ciśnienia, sił promieniowych).

Zastosowanie splitterów szeroko analizowano również w innych maszynach wirnikowych. W układach osiowych (statory turbin/sprężarek) wykazywano poprawę parametrów przepływu w warunkach transonicznych, w tym obniżenie liczby Macha i spadek strat całkowitego ciśnienia, zależny m.in. od podziału obciążenia łopatki [53], a także redukcję strat i poprawę rozkładu przepływu za wirnikiem w sprężarkach [54]. W wentylatorach promieniowych splitterzy prowadziły do ograniczenia stref niskich prędkości i recyrkulacji, zwiększenia ciśnienia całkowitego oraz wzrostu sprawności, przy czym literatura podkreśla dużą wrażliwość efektu na długość (np. ~60% po stronie ssącej) i lokalizację splittera (korzystne przy krawędzi natarcia, niekorzystne przy spływie) [55–58]. W turbinach wykorzystywano splitterzy do ograniczania separacji oraz poprawy sprawności, a w pracach optymalizacyjnych obserwowano również spadek produkcji entropii potwierdzony zwalidowany obliczeniami CFD i eksperymentem [59–61]. Podobną ideę redukcji separacji wykorzystano także w łopatach turbin wiatrowych HAWT (*Horizontal Axis Wind Turbine*) (wzrost mocy zależny od konfiguracji szczeliny) [62] oraz w turbinach wodnych Francis, gdzie oprócz zmian sprawności raportowano wpływ na kawitację i fluktuacje ciśnienia [63].

Chociaż mechanizm działania łopatek dzielonych jest podobny w różnych maszynach przepływowych, w pompach odśrodkowych ocena ma charakter wielokryterialny ($H(Q)$, $NPSH$, pulsacje, siła promieniowa), dlatego dalsze rozważania skoncentrowano na tej grupie maszyn. W tab. 2.2 opisano rezultaty wdrożenia splitterów w pompach wirowych i rozwiązaniach typu PaT (*pump as turbine*).

Tabela 2.2. Zastosowanie łopatek dzielonych w pompach i pompo-turbinach

Lp.	Zastosowanie	Opis	Źródło
1.	Pompa odśrodkowa	Badania eksperymentalne oraz symulacje URANS dla wirnika bez i z łopatkami dzielonymi. Splitter o długości ok. 0,5 długości łopatki głównej zastosowany w kanale międzyłopatkowym zwiększał wysokość podnoszenia o ok. 10–15% w szerokim zakresie wydatków. Nie uzyskano jednoznacznej poprawy sprawności (wzrost strat lepkości), natomiast obserwowano wyrównanie rozkładu prędkości/ciśnienia na wylocie oraz spadek pulsacji ciśnienia (ok. 1,4–3 razy). Jednocześnie wzrosła siła promieniowa w rejonie języka spirali.	[64]
2.	Pompa	Przeprowadzono badania eksperymentalne oraz symulacje CFD	[65]

	odśrodkowa	bardzo niskosprawnej pompy odśrodkowej i porównano wirnik bazowy z wirnikami z jednym oraz dwoma splitterami w kanale. W punkcie projektowym wyróżnik wysokości podnoszenia wzrósł o ok. 8,2% (jeden splitter) oraz 11,3% (dwa splittery), natomiast maksymalna sprawność hydrauliczna pozostała zbliżona (~52%). Splittery poprawiały dopasowanie kąta wypływu (wzrost współczynnika poślizgu) oraz ograniczały wahania ciśnienia. Skutkiem ubocznym był wzrost strat w spirali (większe naprężenia styczne na ścianach).	
3.	Pompa odśrodkowa	Zastosowano optymalizację parametrów splitterów (plan ortogonalny + AFSA (<i>Artificial Fish Swarm Algorithm</i>), a wyniki zweryfikowano eksperymentalnie. W geometrii optymalnej uzyskano wzrost wysokości podnoszenia o ok. 2,78 m oraz wzrost sprawności o ok. 2,74% względem wirnika bez splitterów. Splittery ograniczały przepływ wsteczny, zmniejszały zasięg wiru przy krawędzi spływu i poprawiały równomierność rozkładu ciśnienia. Dodatkowo wskazano wpływ geometrii na warunki kawitacyjne przy wlocie łopatki głównej.	[66]
4.	Pompa odśrodkowa	Badania eksperymentalne zestawiono z CFD (ANSYS CFX) z modelem kawitacji Rayleigha–Plesseta; wariant ze splitterami dobrano tak, aby zachować zbliżone $H(Q)$ i sprawność jak w wersji bazowej. Splittery poprawiały własności ssawne przy dużych wydatkach (mniejszy wymagany $NPSH$ dla kryterium 3% spadku H), natomiast przy małych wydatkach $NPSH$ wzrastał (lokalne pogorszenie). Efekt wiązano ze zmianą kąta napływu i przesunięciem punktu stagnacji na krawędzi natarcia w wyniku blokowania przepływu przez grubość łopatek.	[67]
5.	Pompa odśrodkowa	CFD zweryfikowane pomiarami dla pompy IS50–32–160 (wariant bazowy oraz dwa warianty splitterów o różnych średnicach początku). Zastosowanie splitterów zwiększało wysokość podnoszenia o ok. 2–12% i spłaszczało charakterystykę $H(Q)$. Najlepszą odporność na kawitację uzyskano dla $D_1/D_2 \approx 0,725$ (spadek wymaganego $NPSH$ o ok. 0,4 m względem wirnika bez splitterów). Poprawę wiązano z ograniczeniem blokowania przepływu na wlocie oraz osłabieniem wirów kawitacyjnych w kanałach.	[68]
6.	Pompa odśrodkowa	W pracy przedstawiono dobór geometrii łopatek dzielonych w pompie o wyróżniku szybkobieżności $n_{sp} \leq 30$. Oceniono 16 wariantów (plan ortogonalny + CFD) w celu doboru liczby i położenia krótkich łopatek. Jako rozwiązanie optymalne wskazano m.in. $z = 5$, $D_1/D_2 = 0,60$, $t_1/t = 0,60$ oraz odchylenie 9° , co dało wzrost wysokości podnoszenia o ok. 11,15% oraz wzrost sprawności o ok. 6,69% w punkcie projektowym. W porównaniu z wirnikiem konwencjonalnym uzyskano bardziej równomierny rozkład ciśnienia i ograniczenie przepływu wstecznego.	[69]
7.	Pompa odśrodkowa	Przeprowadzono badania eksperymentalne pompy głębinowej z wirnikami o liczbie łopatek $z = 5, 6$ i 7 , porównując warianty bez splitterów oraz ze splitterami o długości $L_s/L = 0,35; 0,60; 0,80$ (łącznie 12 wirników). Dla $z = 6$ i 7 splittery pogarszały charakterystyki (spadek H i sprawności wraz ze wzrostem długości splittera). Korzystny efekt uzyskano tylko dla $z = 5$:	[70]

		przy $L_s/L = 0,80$ zużycie energii w BEP spadło z 1,83 do 1,71 kWh (-6,6%), a sprawność wzrosła z 58,36% do 59,03% (+1,14 p.p.), przy spadku wysokości podnoszenia z 10,84 do 10,23 m. W analizie eksploatacyjnej 8-stopniowej pompy oszacowano ok. 10% rocznych oszczędności energii (2488 kWh).	
8.	PaT	Zastosowanie łopatek dzielonych w pompie pracującej w trybie turbinowym (PaT) zwiększyło sprawność z 65,77% do 69,19% i obniżyło wymagany spadek z 40,69 m do 36,80 m. Amplitudy pulsacji ciśnienia zmniejszyły się maksymalnie o 58,9%. Wyniki numeryczne potwierdzono eksperymentalnie.	[71]
9.	PaT	Zbadano wpływ łopatek dzielonych na pracę pompy odśrodkowej ($n_{sp} = 32$) w trybie turbinowym. Przeanalizowano trzy konfiguracje wirnika. Wariant z jedną parą <i>splitter blades</i> dał największy wzrost sprawności, rzędu dziesiątych procenta, oraz przesunięcie punktu BEP w stronę niższych prędkości jednostkowych. Łopatki dzielone tłumili zawirowania po stronie ssącej, ale generowały nowe wiry. Przepływ przez szczeliny boczne obniżał moment obrotowy. Analiza FFT wykazała obecność dodatkowych częstotliwości związanych z łopatkami dzielonymi.	[72]
10.	PaT	Obliczenia CFD (model $k-\epsilon$) wykazały, że przy nominalnym spadzie (1,0H) sprawność wynosiła 89,6%, a po zastosowaniu łopatek dzielonych wzrosła do 93%. W warunkach obniżonego spadku (0,9H) sprawność spadła do 82,9%. Dodanie łopatek dzielonych zmniejszyło obszary wstecznego przepływu, ograniczyło fluktuacje ciśnienia i poprawiło symetrię przepływu. Zastosowanie dotyczyło pompowo-turbinowej jednostki magazynowania energii o mocy 300 MW.	[73]

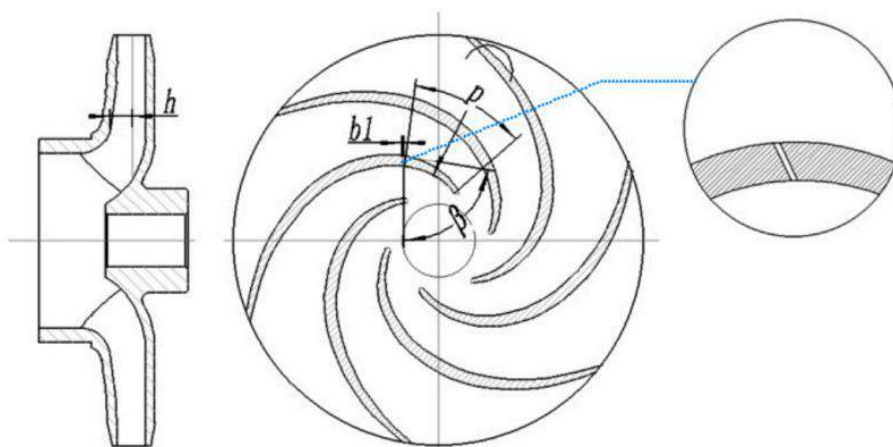
Wyniki zestawione w tab. 2.2 wskazują, że łopatki dzielone w pompach odśrodkowych w pracy pompowej oraz turbinowej (PaT) mogą poprawiać parametry pracy i stabilizować przepływ, jednak efekty są silnie zależne od geometrii i warunków eksploatacji. Najczęściej rezultatem jest wzrost wysokości podnoszenia i/lub sprawności oraz ograniczenie przepływu wstecznego i pulsacji ciśnienia, co wiąże się z wyrównaniem rozkładu prędkości w kanale międzyłopatkowym. Niezależnie od tego wskazuje się na kompromisy, takie jak wzrost strat lepkości, zmiany obciążeń wirnika (np. siły promieniowej) oraz niejednoznaczny wpływ na własności kawitacyjne zależny m.in. od wydatku i położenia początku splittera. Z tego względu, obok klasycznego podziału kanału stosuje się także rozwiązania umożliwiające bardziej lokalne sterowanie przepływem.

2.4.2 Łopatki szczelinowe

W dalszym rozwinięciu idei kształtowania przepływu w kanale międzyłopatkowym pojawiają się rozwiązania, w których wprowadza się lokalną szczelinę przeplywową. W ujęciu hydromechaniki szczelina stanowi przewężenie

strugi, któremu towarzyszy spadek ciśnienia oraz formowanie strugi o określonej kontrakcji [74]. W konstrukcjach nazywanych łopatkami szczelinowymi (m.in. *slotted blades*, *gap drainage*, *slit*) przepływ przez szczelinę powoduje redystrybucję cieczy z obszaru wyższego do niższego ciśnienia w obrębie kanału. Powstająca struga modyfikuje lokalny rozkład prędkości i naprężeń stycznych, wpływając na warunki separacji, rozwój struktur wirowych oraz poziom pulsacji ciśnienia.

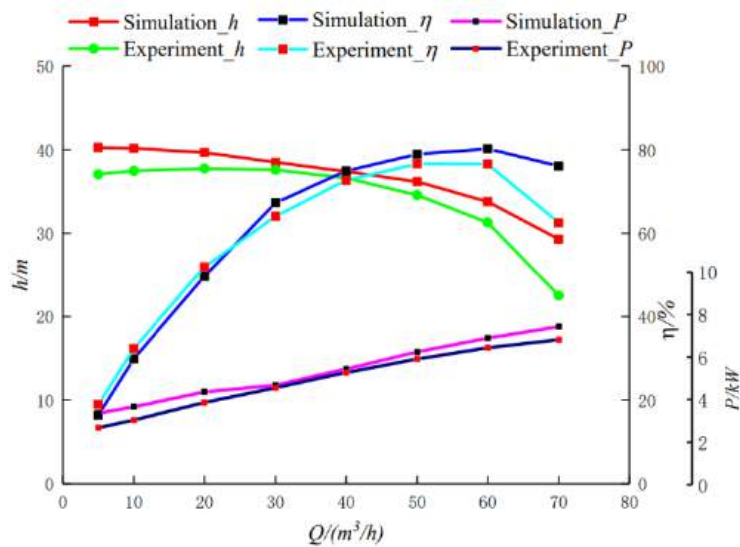
W artykule [75] przeanalizowano wpływ lokalnej szczeliny w łopatkach wirnika na charakterystyki pompy odśrodkowej o średniej szybkoobrotowości ($n_{sp} = 85$, $n_q \approx 23$). Autorzy, odwołując się do analogii aerodynamicznej, traktują przeciek przez szczelinę (ze strony ciśnieniowej na ssawną) jako lokalne źródło strugi w kanale międzyłopatkowym, które modyfikuje rozkład ciśnienia i prędkości, a w konsekwencji wpływa na H i η . Obiektem badań była pompa odśrodkowa o parametrach projektowych: $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 35 \text{ m}$, $n = 2850 \text{ obr}/\text{min}$, z wirnikiem $D_2 = 174 \text{ mm}$ i $b_2 = 12 \text{ mm}$. Model numeryczny obejmował pełny układ przepływowy: odcinek wlotowy, wirnik, komorę pompy z komorą przednią i tylną, spiralę oraz odcinek wylotowy. Odcinki wlotowy i wylotowy wydłużono do 4 średnic przewodu, aby ustabilizować warunki przepływu na granicach domeny. Badania wykonano metodą CFD z planem ortogonalnym, obejmującą cztery parametry geometrii szczeliny (rys. 2.29): położenie p (20/40/60/80% długości łopatki), szerokość b_1 (0,5/1,0/1,5 mm), kąt β (30/45/60°) oraz głębokość h (1/4b, 2/4b, 3/4b), co łącznie dało 16 wariantów. Siatkę obliczeniową przygotowano w ANSYS ICEM jako strukturalną z zagęszczeniem warstwy przyściennej. Analizę niezależności wyników od zagęszczenia siatki przeprowadzono dla globalnego rozmiaru elementu 3/2/1 mm, a do dalszych obliczeń przyjęto wariant 2 mm.



Rysunek 2.29. Schematyczny rysunek z zaznaczeniem parametrów geometrii szczeliny [75]

Obliczenia CFD przeprowadzono w ANSYS CFX 19.2 w ujęciu stacjonarnym RANS z modelem turbulencji standard $k-\omega$. Wirnik modelowano jako domenę

wirującą, a na interfejsie wirnik–spirala zastosowano model *frozen rotor*. Na wlocie zadano ciśnienie całkowite, a na wylocie strumień masy. Uwzględniono chropowatość 10 μm i przyjęto kryterium zbieżności 10^{-4} . Model zweryfikowano eksperymentalnie dla wirnika bazowego. Natężenie przepływu mierzono przepływomierzem elektromagnetycznym DN100 o błędzie $\pm 0,5\%$. W punkcie znamionowym uzyskano zgodność CFD z pomiarem rzędu $H = 4,4\%$, $\eta = 2,95\%$ oraz $P = 4\%$. Porównanie charakterystyk CFD i pomiarowych przedstawiono na rys. 2.30.

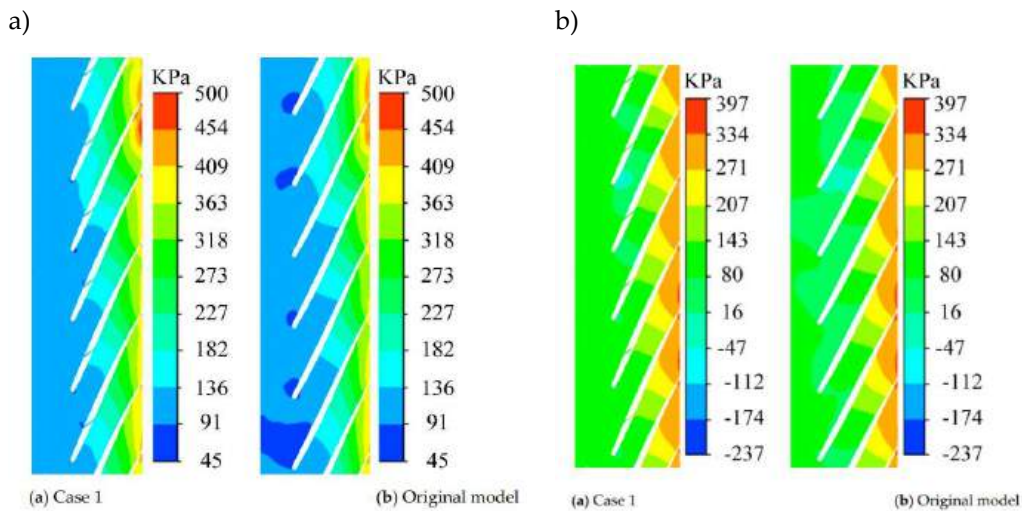


Rysunek 2.30. Walidacja modelu numerycznego [75]

Dla wszystkich wariantów wykonano obliczenia w punktach $0,6Q$, $1,0Q$ oraz $1,4Q$, a ocenę prowadzono na podstawie zmian H i η . Jako przykład wpływu szczeliny autorzy przedstawiają wariant 1 – *Case 1*. Dla $0,6Q$ wysokość podnoszenia wzrosła z 38,5 do 39,3 m. Natomiast dla $1,4Q$ odnotowano wzrost H z 30,05 do 30,15 m oraz η z 77,09% do 77,86%. Mechanizm działania szczeliny interpretowano na podstawie rozkładów ciśnienia statycznego w przekroju kanału międzyłopatkowego dla $span = 0,9$. Na rys. 2.31a zestawiono wariant *Case 1* z modelem bazowym dla $0,6Q$, a na rys. 2.31b analogicznie dla $1,4Q$. W wariantcie ze szczeliną obserwuje się mniejsze i mniej intensywne pole niskiego ciśnienia w strefie wlotowej kanału oraz łagodniejszy (bardziej wyrównany) rozkład ciśnienia wzdłuż kanału. Autorzy interpretują ten efekt jako ograniczenie warunków sprzyjających lokalnej separacji i powstawaniu struktur wirowych, co zmniejsza ryzyko niekorzystnych zjawisk przepływowych (np. prądów wstecznych) przy wlocie i stabilizuje przepływ przy większych wydajnościach.

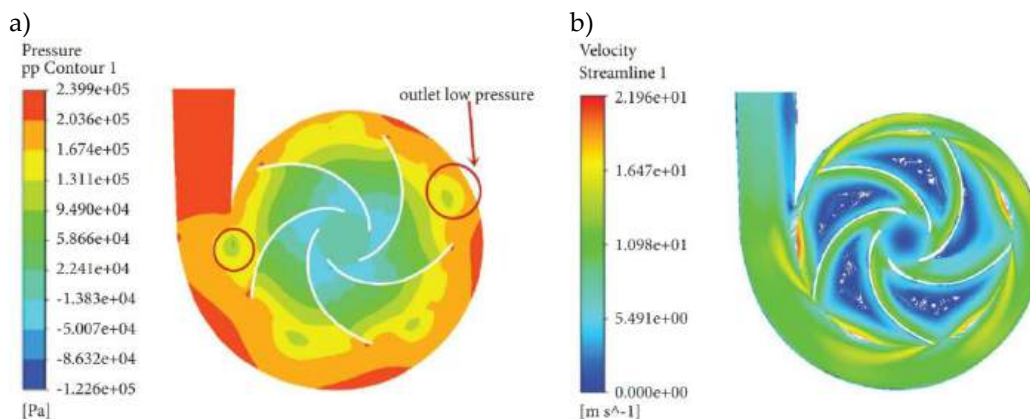
W badanej pompie zastosowanie szczeliny ma pozytywny wpływ na parametry pracy pompy, co autorzy wiążą z korzystną zmianą rozkładu ciśnienia w kanale

międzyłopatkowym. Wniosek praktyczny dotyczy doboru geometrii szczeliny zależnie od zakresu przepływu, z kluczową rolą jej położenia przy większych wydajnościach.



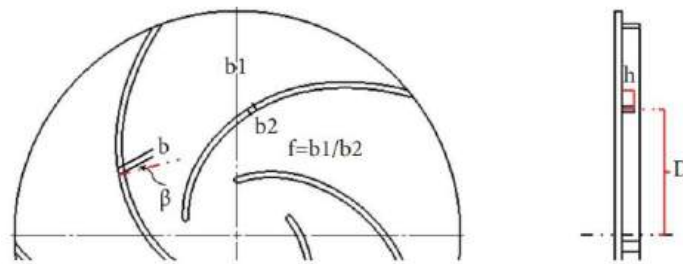
Rysunek 2.31. Rozkład ciśnienia statycznego na przekroju poprzecznym kanału wirnika dla: a) $0,6Q$; b) $1,4Q$ [75]

Ke i Tang [76] przeanalizowali możliwość ograniczenia strat przepływu w pompie odśrodkowej o niskiej szybkoobrotowości poprzez zastosowanie łopatek szczelinowych (*slotted blades*). Autorzy wskazują, że w pompach o niskim n_q , silne zawirowania w kanałach międzyłopatkowych sprzyjają przepływowi wtórnym. W badaniach wykorzystano pompę o parametrach znamionowych $Q = 50 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 25 \text{ m}$, $n = 1440 \text{ obr}/\text{min}$ ($n_{sP} = 55$, $n_q \approx 15,18$). Ideą rozwiązania jest wprowadzenie kontrolowanego przecieku ze strony czynnej na stronę bierną na stronę ssawną łopatki przez odpowiednio ukształtowaną szczelinę. Mechanizm ten autorzy interpretują jako narzędzie do redukcji separacji i ograniczenia przepływów wstecznych w części międzyłopatkowej. Problem zilustrowano rozkładem ciśnienia – rys. 2.32a oraz liniami prądu dla wirnika bazowego – rys. 2.32b.



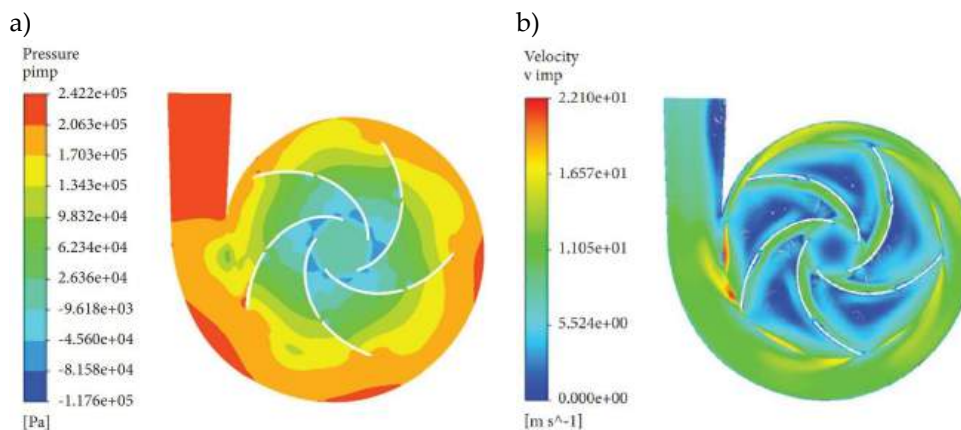
Rysunek 2.32. Wyniki obliczeń numerycznych dla wirnika referencyjnego: a) rozkład ciśnienia; b) rozkład linii prądu prędkości pola przepływu [76]

Metodyka obejmowała obliczenia CFD w ANSYS FLUENT w ujęciu RANS z modelem RNG $k-\varepsilon$ oraz weryfikację eksperymentalną. Na wlocie zadano prędkość 2,76 m/s, a na wylocie strumień masy 13,89 kg/s. Wirnik modelowano jako domenę wirującą. Zbieżność uzyskiwano po ok. 700 iteracjach. Poprawność ustawień warstwy przyściennej kontrolowano parametrem y^+ na łopatkach (wartości rzędu 10–140). Autorzy zdefiniowali geometrię szczeliny pięcioma parametrami: średnicą położenia D , szerokością w środku b , kątem odchylenia β , głębokością h oraz współczynnikiem zwężenia $f = b_1/b_2$. Schemat tych parametrów przedstawiono na rys. 2.33.



Rysunek 2.33. Uproszczony rysunek wirnika z parametrami szczeliny [76]

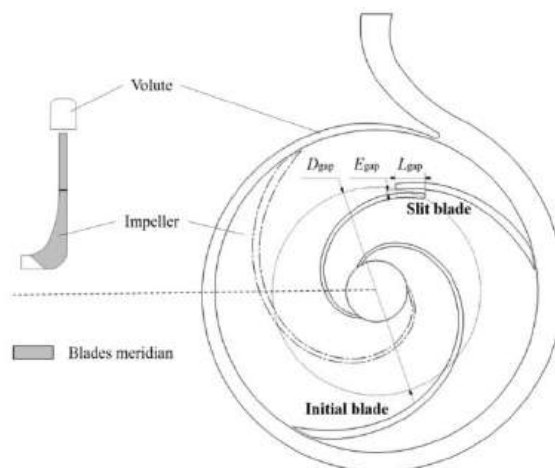
Do doboru geometrii szczeliny zastosowano plan ortogonalny, tj. 16 wariantów dla pięciu czynników (D , b , β , h , f) na czterech poziomach. Dla każdego wariantu wykonano obliczenia CFD i oceniono dwa kryteria: wysokość podnoszenia H oraz sprawność η . Wariant kompromisowy wyznaczono metodą TOPSIS z wagami kryteriów określonymi metodą entropii. W wyniku optymalizacji wskazano konfigurację kompromisową $A3B2C1D3E1$, odpowiadającą parametrom szczeliny: $D = 200$ mm, $b = 3$ mm, $\beta = -20^\circ$, $h = 6$ mm, $f = 0,5$. Mechanizm poprawy oceniono na podstawie pól przepływu w najlepszym wariantcie, ukazujących zmianę rozkładu ciśnienia i ograniczenie obszarów prądów powrotnych w kanałach międzyłopatkowych – rys. 2.34.



Rysunek 2.34. Wyniki obliczeń numerycznych dla wirnika szczelinowego: a) rozkład ciśnienia; b) rozkład linii prądu prędkości pola przepływu [76]

Elementy przepływowe wykonano metodą druku 3D, a następnie przeprowadzono weryfikację eksperymentalną w postaci pomiarów charakterystyk na stanowisku o obiegu zamkniętym. W punkcie znamionowym odnotowano wzrost wysokości podnoszenia z 24,13 do 24,58 m oraz wzrost sprawności z 55,33% do 57,82%. W określonych warunkach kontrolowany przeciek przez szczelinę może ograniczać niekorzystne zjawiska dyfuzyjne w kanałach międzyłopatkowych i poprawiać parametry pracy pomp o niskiej szybkoobrotowości. Jako zalecenie projektowe autorzy wskazują konfigurację kompromisową szczeliny: $D = 200$ mm, $b = 3$ mm, $\beta = -20^\circ$, $h = 6$ mm, $f = 0,5$, wyznaczoną na podstawie analiz CFD i potwierdzoną pomiarami laboratoryjnymi.

Chińscy badacze w publikacji [77] przedstawili optymalizację wirnika ze szczeliną (*slit / drainage trough*) dla pompy odśrodkowej o bardzo niskiej szybkoobrotowości ($n_{sp} = 21$, $n_q \approx 5,71$). Autorzy zakładają, że szczelina umożliwia kontrolowany przeciek ze strony ciśnieniowej na ssawną, co zmniejsza różnicę ciśnień na łopatkach, osłabia przepływy wtórne i ogranicza rozwój struktur wirowych w długich, wąskich kanałach międzyłopatkowych typowych dla niskiego wyróżnika szybkoobrotowości. Obiektem badań jest pompa ZA20–250 o parametrach projektowych $Q_{nom} = 10$ m³/h, $H_{nom} = 80$ m, $n = 2900$ obr/min. Koncepcję łopatki długiej i krótkiej, oraz definicję geometrii szczeliny pokazano na rys. 2.35. Szczelinę opisano trzema parametrami: D – średnica położenia szczeliny, E – szerokość szczeliny oraz L – długość zakładki łopatki długiej i krótkiej.

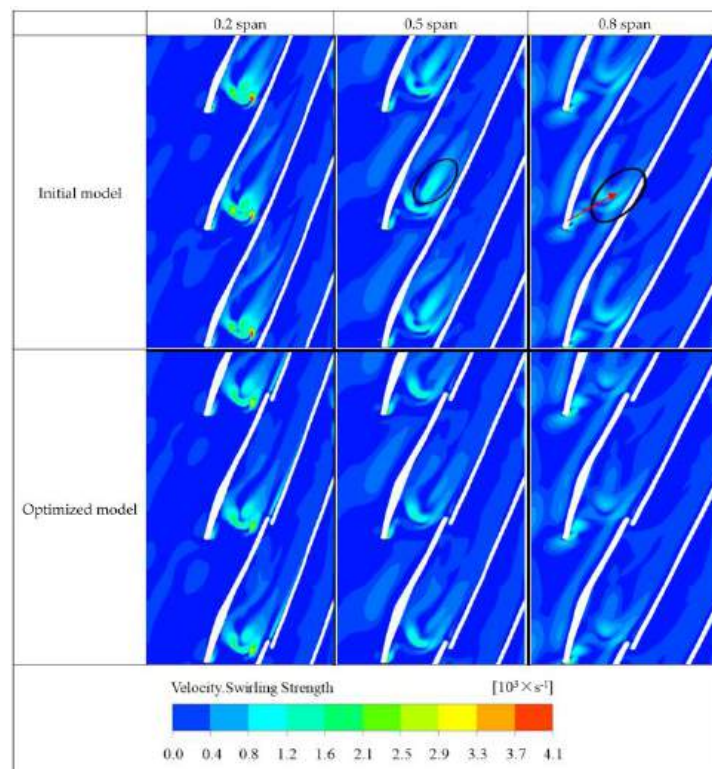


Rysunek 2.35. Idea wirnika ze szczeliną oraz definicja parametrów D , E , L [77]

Autorzy wykonali trójwymiarowy model bryły wodnej. Obliczenia przeprowadzono w ANSYS CFX. Zastosowano siatkę heksagonalną generowaną w ANSYS ICEM z zagęszczeniem warstwy przyściennej. Niezależność od siatki sprawdzono dla pięciu wariantów. Jako kryterium przyjęto, aby po zagęszczeniu zmiany H i η były mniejsze niż 1%. Na wlocie zadano ciśnienie całkowite, a na wylocie strumień masy. Domenę wirnika przyjęto jako wirującą, a pozostałe

domeny jako nieruchome. Na interfejsach między domeną wirującą i nieruchomą zastosowano model *frozen rotor*. W obliczeniach użyto modelu turbulencji $k-\omega$ i przyjęto kryterium zbieżności 10^{-4} . Walidację CFD wykonano przez porównanie charakterystyk modelu bazowego z pomiarami. W punkcie projektowym różnice wyniosły $H +3,11\%$, $\eta +1,79\%$ oraz $P +2,24\%$. W zakresie $0,6Q_{nom}-1,4Q_{nom}$ odchylenie predykcji H i η względem pomiarów nie przekroczyło 5%. Dobór geometrii szczeliny wykonano planem ortogonalnym dla trzech czynników (D , E , L) na czterech poziomach. Wyniki oceniano w punktach $0,6Q_{nom}$, $1,0Q_{nom}$ oraz $1,4Q_{nom}$ na podstawie H i η . Jako rozwiązanie optymalne wskazano kombinację $A1B1C1$, tj. $D = 90$ mm, $E = 1,5$ mm, $L = 5$ mm (wariant 1 – *scheme 1*). W porównaniu do wirnika bazowego wysokość podnoszenia pozostaje zasadniczo na tym samym poziomie, natomiast sprawność rośnie o $+1,01\%$ ($0,6Q_{nom}$), $+1,92\%$ ($1,0Q_{nom}$) i $+2,02\%$ ($1,4Q_{nom}$).

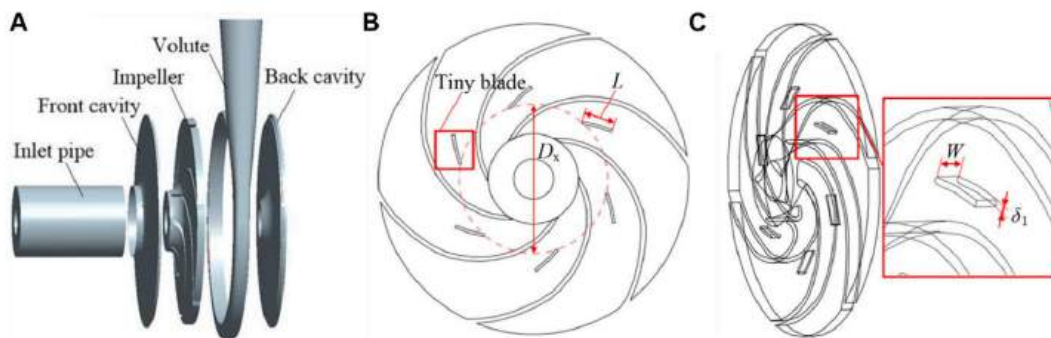
Mechanizm poprawy powiązано z redukcją intensywności wirów i strat w kanale międzyłopatkowym. Na rys. 2.36 przedstawiono rozkład miary wirowości – *velocity swirling strength*, na kilku przekrojach wzdłuż rozwinięcia kanału międzyłopatkowego (0,2; 0,5; 0,8 *span*). W wariantcie zoptymalizowanym widoczna jest wyraźna redukcja obszarów o podwyższonej intensywności zawirowania szczególnie w środkowej części kanału i po wewnętrznej stronie tarczy przedniej (0,5 i 0,8 *span*). Autorzy interpretują to jako skutek zmniejszenia różnicy ciśnień po obu stronach łopatki dzięki przeciekowi przez szczelinę.



Rysunek 2.36. Rozkład prędkości intensywności zawirowania w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego w wirniku bazowym i zoptymalizowanym [77]

Praca [77] przedstawia kompletną procedurę doboru szczeliny dla pompy o bardzo niskiej szybkobieżności, obejmującą zwalidowane eksperymentalnie obliczenia CFD, plan ortogonalny, wybór rozwiązania optymalnego oraz analizę pola przepływu. W ujęciu projektowym kluczowy jest wariant $D = 90$ mm, $E = 1,5$ mm, $L = 5$ mm, który zwiększa sprawność o ok. 1–2 p.p. przy zachowaniu zbliżonej wysokości podnoszenia w zakresie $0,6Q_{nom} - 1,4Q_{nom}$.

W publikacji [78] przedstawiono metodę ograniczania kawitacji w odśrodkowej pompie o niskim wyróżniku szybkobieżności poprzez niewielką modyfikację wirnika. Zaproponowano montaż krótkich mini łopatek (*tiny blades*) na wewnętrznej powierzchni tarczy przedniej i oceniono wpływ ich położenia promieniowego oraz wymiarów na rozwój kawitacji i parametry pracy. Obiekt badań stanowi pompa wolnobieżna ($n_{sp} = 32$, $n_q \approx 8,3$) o parametrach $Q_{nom} = 8,6$ m³/h, $H_{nom} = 4,2$ m, $n = 500$ obr/min. Geometria mini łopatki jest opisana: średnicą wlotową D_x jako położenie na średnicy, szerokością W , długością L oraz grubością δ_1 . Schemat pompy i uproszczony rysunek tych parametrów przedstawiono na rys. 2.37.



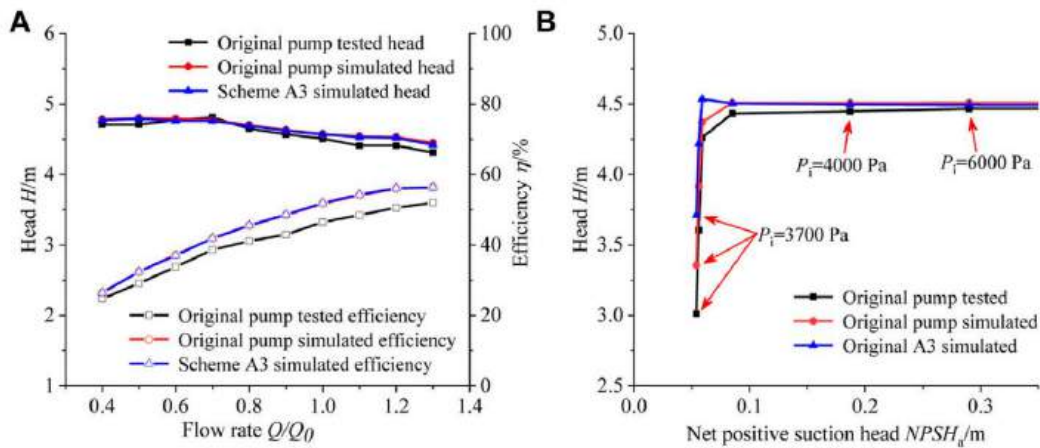
Rysunek 2.37. Model geometryczny pomp oraz parametry mini łopatki [78]

W pierwszym etapie badań autorzy zmieniali położenie na średnicy mini łopatek i porównali wariant referencyjny $A0$ z wariantami $A1$ – $A4$. Wartości D_x dla $A1$ – $A4$ zestawiono w tab. 2.3.

Tabela 2.3. Położenie promieniowe mini łopatek [78]

Lokalizacja mini łopatki	A0	A1	A2	A3	A4
D_x [mm]	–	80	114,7	151,6	189,1

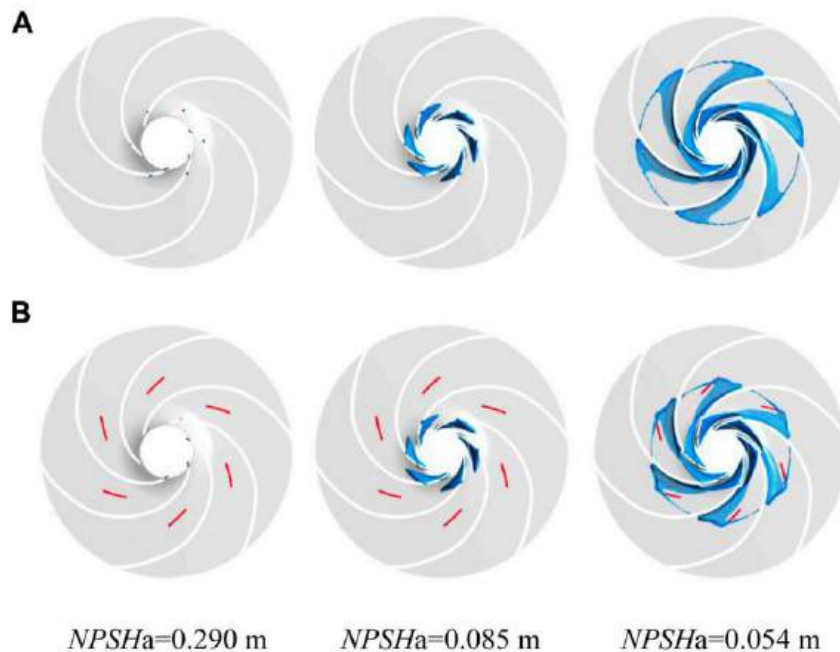
Metodyka obejmuje symulacje CFD oraz badania eksperymentalne, które wykonano na stanowisku o obiegu zamkniętym zgodnie z normą GB/T 3216–2016. W obliczeniach zastosowano RANS z modelem turbulencji $k-\omega$ SST oraz model kawitacji Zwart–Gerber–Belamri, z korektą lepkości turbulentnej w strefie kawitacji. Model zweryfikowano przez porównanie charakterystyk $H(Q)$, $\eta(Q)$ oraz krzywej kawitacyjnej z pomiarami (rys. 2.38). Maksymalny błąd wysokości podnoszenia wyniósł 3,25% dla $Q/Q_0 = 1,3$, a maksymalny błąd sprawności 5,68%.



Rysunek 2.38. Walidacja CFD: a) $H(Q)$ i $\eta(Q)$, b) krzywa kawitacyjna [78]

Wyniki wskazują, że w badanej pompie mini łopatki ograniczają kawitację przy niewielkim wpływie na charakterystyki energetyczne w warunkach bezkawitacyjnych, gdzie zmiany H i η wynoszą ok. $\pm 1\%$. Najkorzystniejszą lokalizację promieniową uzyskano dla wariantu A3 o $D_x = 151,6$ mm, który utrzymywał trend redukcji kawitacji w całym analizowanym zakresie $NPSHA$.

W drugim etapie dobrano wymiary mini łopatki, dla optymalnej wartości szerokości. Najlepsze wyniki uzyskano dla wariantu B3, dla którego $W = 3/4b$, gdzie b oznacza lokalną szerokość łopatki głównej w miejscu montażu mini łopatki. Wpływ długości L okazał się mniej istotny niż wpływ położenia na średnicy D_x i szerokości W . Zastosowanie mini łopatek ograniczało zasięg i ciągłość obszarów pary, szczególnie przy najniższym $NPSHA$ – rys. 2.39.

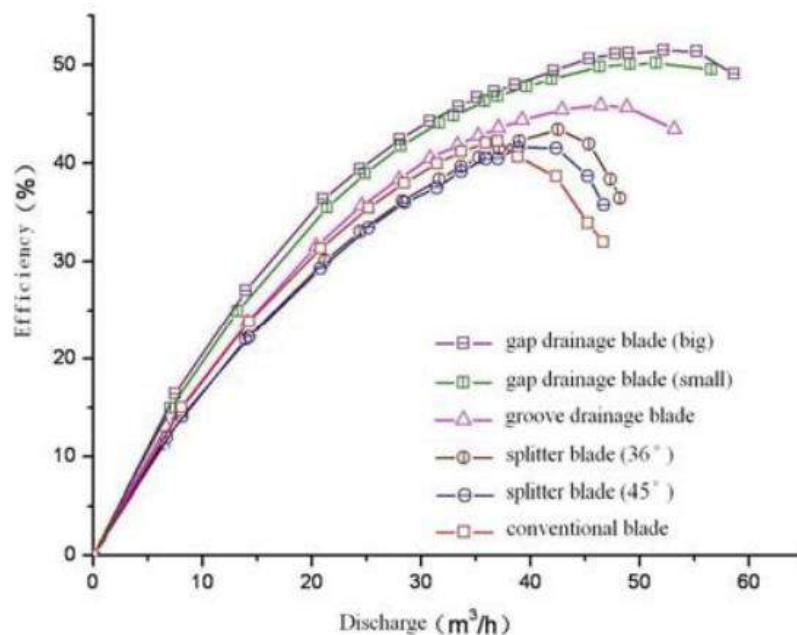


Rysunek 2.39. Izopowierzchnie frakcji pary $\alpha_v = 10\%$: a) wirnik bazowy; b) wariant B3 dla wybranych $NPSHA$ [78]

Dla badanej pompy mini łopatki ograniczają kawitację przy zmianach H i η rzędu $\pm 1\%$ w warunkach bezkawitacyjnych. Najlepszą konfigurację uzyskano dla $A3$ ($D_x = 151,6$ mm) oraz $B3$ ($W = 3/4b$).

W kolejnej publikacji naukowcy z Chin [79] przedstawili dwie modyfikacje łopatki wirnika pompy wolnobieżnej, których celem jest ograniczenie separacji warstwy przyściennej w kanale międzyłopatkowym bez zewnętrznego zasilania energią. Założono, że separację można tłumić przez doprowadzenie strugi do obszaru przyściennego o zablockowanym przepływie, tj. strefy recyrkulacji powstałej w wyniku separacji warstwy przyściennej, z wykorzystaniem różnicy ciśnień po obu stronach łopatki. W wariacie łopatki rowkowej (*groove drainage blade*) wykonuje się rowek łączący stronę czynną i stronę bierną łopatki, tak aby różnica ciśnień po obu stronach wymuszała przepływ przez rowek i kierowała go do strefy oderwania. W wariacie łopatki szczelinowej (*gap drainage blade*) wprowadza się szczelinę o zadanej szerokości w rejonie wlotowym, która ma kształtować warunki napływu oraz doprowadzić część strumienia do obszaru separacji.

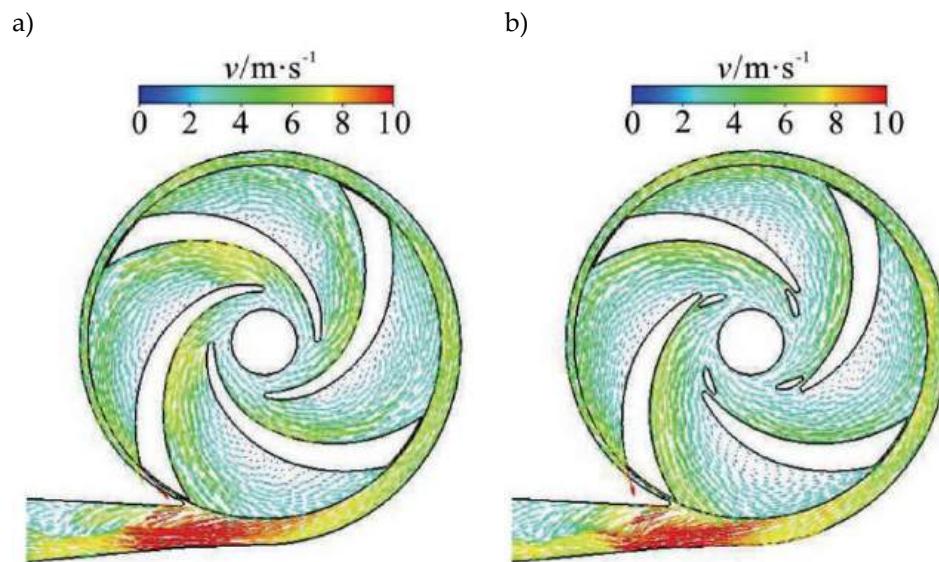
Sprawność rozwiązań oceniono w testach porównawczych, zestawiając wirnik z łopatką konwencjonalną, dwa warianty łopatek dzielonych (splitter 36° i 45°), łopatkę rowkową oraz dwa warianty łopatki szczelinowej o różnej wielkości szczeliny. Porównanie sprawności w funkcji wydajności przedstawiono na rys. 2.40. Wyniki wskazują, że łopatkę rowkową poprawia sprawność w wielu punktach pracy, natomiast korzystniejsze rezultaty uzyskano dla łopatek szczelinowych. Wariant z większą szczeliną osiąga najwyższą sprawność w całym zakresie pracy, szczególnie przy dużych wydajnościach.



Rysunek 2.40. Charakterystyki sprawności dla 6 typów łopatek [79]

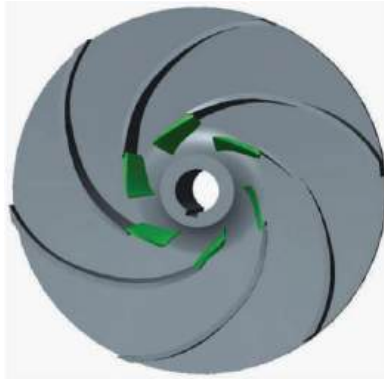
Chen i inni [80] zaproponowali podejście do projektowania wirników pomp wolnobieżnych z wykorzystaniem łopatek szczelinowych (*gap drainage technology*). W badanym wariancie w rejonie wlotu zastosowano przedłópatkę (*inlet vice blade*), która wraz z łopatką główną tworzy szczelinę (*gap*) w pobliżu krawędzi natarcia. Geometria przedłópatki jest przestrzennie skręcona (*twisted*).

Przepływ przez szczelinę powoduje dopływ cieczy do obszaru o niższym ciśnieniu po stronie ssawnej w rejonie wlotu łopatki, co zwiększa lokalne ciśnienie statyczne i ogranicza rozwój stref kawitacji przy krawędzi natarcia. Autorzy wskazują też na zmniejszenie obszaru o małej prędkości i recyrkulacji przy powierzchni łopatki, typowego dla separacji, a także wyrównanie rozkładu prędkości w strefie wlotowej, co zilustrowano porównaniem pól prędkości wirnika bazowego i wariantu ze szczeliną modelowanych SDES (*Scalable Detached Eddy Simulation*) (rys. 2.41).



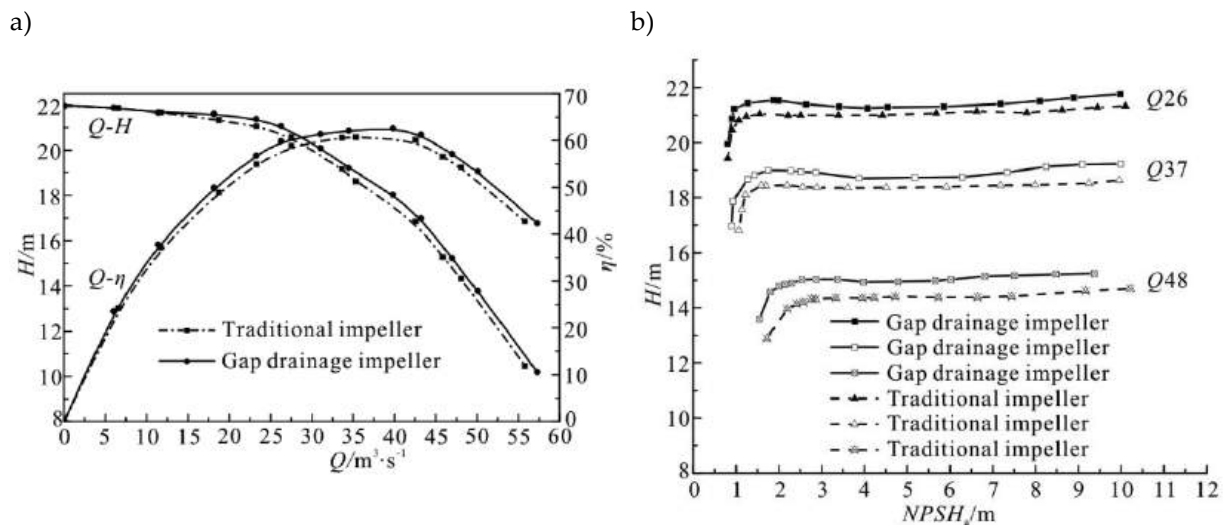
Rysunek 2.41. Rozkład prędkości w wirniku a) klasycznym; b) z przedłópatką [80]

Autorzy przedstawili procedurę projektowania geometrii 3D przedłópatki oraz jej ustawienia względem łopatki głównej, przy zachowaniu przekroju merydionalnego wirnika bazowego. Geometrię rozwiązania opisano parametrami skrócenia łopatki głównej oraz dwoma parametrami pozycjonowania przedłópatki: kątowym przesunięciem przedłópatki względem łopatki głównej w kierunku obwodowym ($\Delta\theta$) oraz przesunięciem wzdłużnym punktu odniesienia stosowanym przy wyznaczaniu położenia przedłópatki (Δs). Dobór $\Delta\theta$ i Δs decyduje o położeniu i wielkości szczeliny w rejonie wlotu. Model 3D zaprojektowanego wirnika z przedłópatką przedstawiono na rys. 2.42.



Rysunek 2.42. Model 3D wirnika z przedłopatką [80]

Weryfikację przeprowadzono w badaniach eksperymentalnych przez porównanie charakterystyk energetycznych pompy z wirnikami bazowym i z przedłopatką. Dla wariantu ze szczeliną uzyskano zarówno wyższe wartości wysokości podnoszenia (o ok. 0,3–0,6 m) w obszarze średnich i większych wydajności, jak i sprawności w pobliżu punktu optymalnego o ok. 1–2 pp. (rys. 2.43a). Poprawę własności ssawnych potwierdzono krzywymi kawitacyjnymi, przyjmując kryterium 3% spadku wysokości podnoszenia i wyznaczając $NPSH_{kr}$. Dla trzech analizowanych wydajności $NPSH_{kr}$ wirnika ze szczeliną było mniejsze niż dla wirnika tradycyjnego, a różnica rosła wraz z wydatkiem (rys. 2.43b).

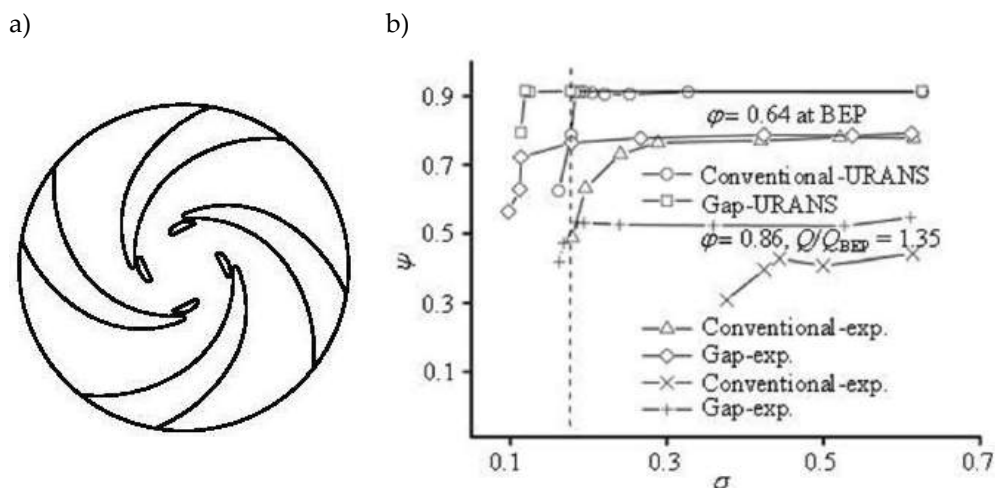


Rysunek 2.43. a) Charakterystyki energetyczne; b) Krzywe kawitacyjne dla wirników referencyjnego i z przedłopatką [80]

Natomiast w pracy Zhu i inni [81] oceniono wpływ wirnika ze szczeliną typu *gap drainage* na własności antykawitacyjne pompy odśrodkowej o niskiej szybkoobrotowości. Badania wykonano dla pompy o parametrach $Q = 14 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 20 \text{ m}$, $n = 1450 \text{ obr}/\text{min}$ ($n_q \approx 9,56$). Porównano wirnik bazowy i wirnik zmodyfikowany z krótką przedłopatką po stronie ssawnej w rejonie wlotu, tworzącą z łopatką główną szczelinę przy krawędzi natarcia – rys. 2.44a. Metodyka

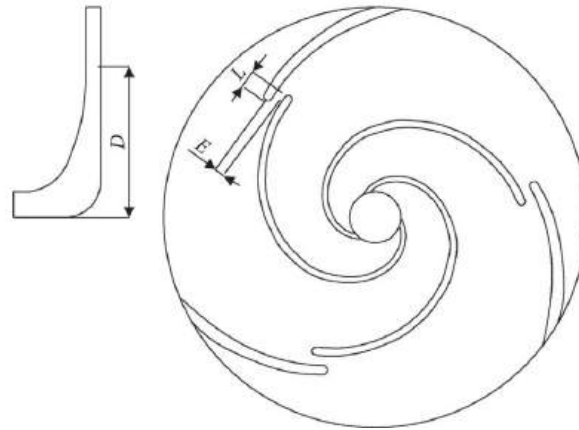
obejmowała badania eksperymentalne oraz obliczenia CFD (RANS, $k-\omega$ SST, jednorodny model dwufazowy, model kawitacji Bakira). Własności kawitacyjne oceniono na podstawie krzywych kawitacyjnych – rys. 2.44b, wyznaczonych dla dwóch punktów pracy, w pobliżu Q_{BEP} oraz przy zwiększonym przepływie ok. $1,35Q_{BEP}$.

Analizując krzywe rozwoju kawitacji można zaobserwować, że wirnik ze szczeliną utrzymuje wyższy poziom wysokości podnoszenia przy tych samych warunkach ssawnych, a spadek H następuje później niż w przypadku wirnika bazowego. Oznacza to poprawę odporności na kawitację w całym analizowanym zakresie, zwłaszcza przy większej wydajności. Autorzy podkreślają zgodność trendu z obliczeń CFD z wynikami pomiarów, co umożliwia wykorzystanie symulacji do interpretacji zjawisk w strefie wlotowej. Podsumowując, zastosowanie przedłopatki, wskutek której powstaje szczelina w rejonie krawędzi natarcia, stanowi skuteczny sposób poprawy własności kawitacyjnych pomp wolnobieżnych, szczególnie w obszarze większych wydajności.



Rysunek 2.44. a) Wirnik ze szczeliną; b) Krzywe kawitacyjne [81]

Zhang i in. w artykule [82] przeanalizowali wpływ wirnika z łopatką szczelinową typu *gap drainage* na pracę pompy odśrodkowej o bardzo niskiej szybkoobrotowości ($n_{sP} = 21$, $n_q \approx 5,71$). Porównano wirnik bazowy z dwoma wariantami wirnika szczelinowego różniącymi się wyłącznie szerokością szczeliny przy stałej lokalizacji i długości zakładki łopatek. Badania wykonano dla pompy ZA20–250 o parametrach $Q_{nom} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_{nom} = 80 \text{ m}$, $n = 2900 \text{ obr}/\text{min}$. Zaprojektowano dwa warianty wirnika z łopatką szczelinową. W obu wariantach przyjęto stałe wartości $D = 180 \text{ mm}$ i $L = 5 \text{ mm}$, a różnicę wprowadzono wyłącznie przez zmianę szerokości szczeliny E . Szczelina w *Modelu 1* miała szerokość równą $E = 1,5 \text{ mm}$, a w *Modelu 2* $E = 6,0 \text{ mm}$. Definicję parametrów D , E , L oraz położenie szczeliny na łopatkę przedstawiono na rys. 2.45.

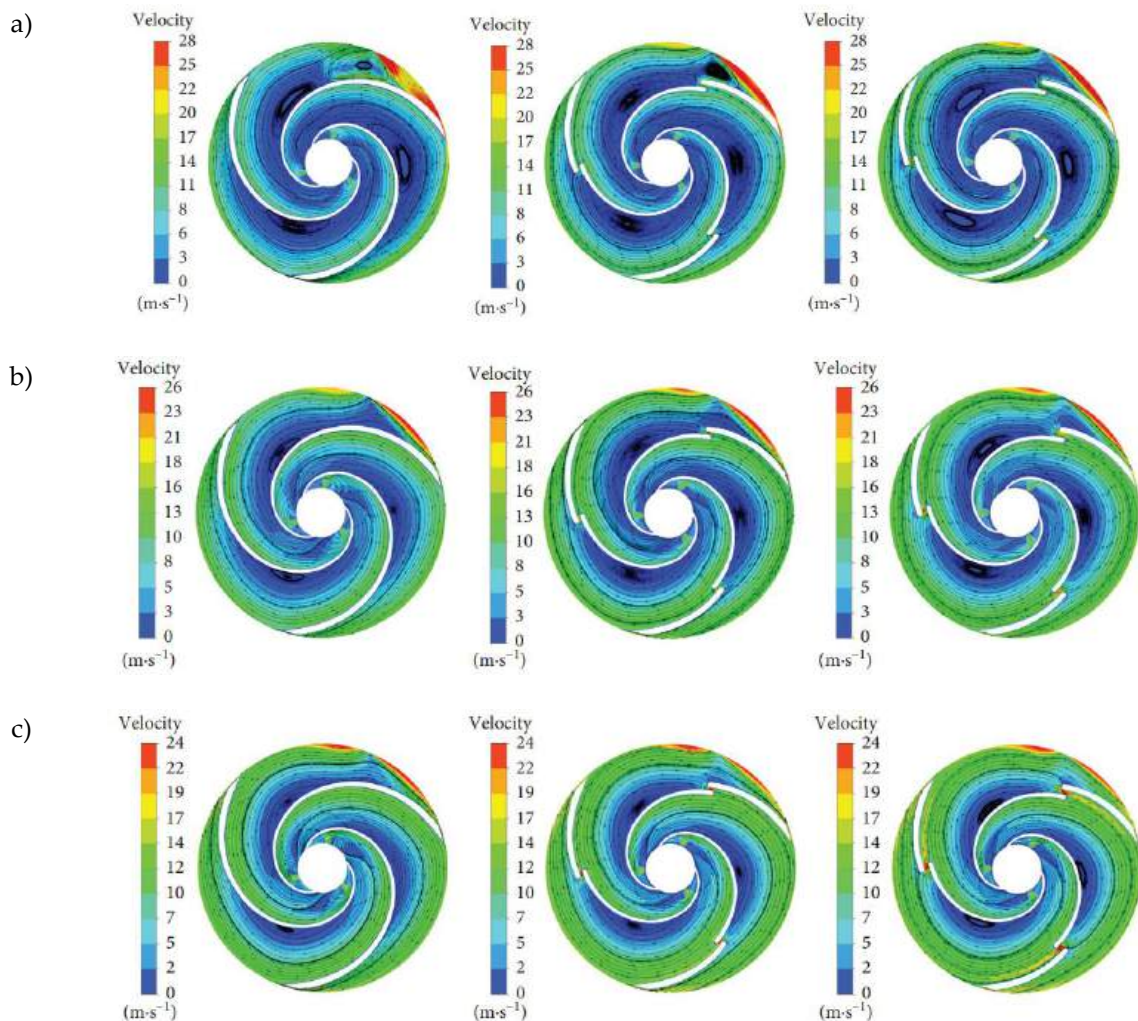


Rysunek 2.45. Parametry szczeliny w łopacie wirnika [82]

Obliczenia CFD wykonano dla pełnej domeny przepływu obejmującej wirnik, spiralę, korpus oraz szczeliny pierścieni uszczelniających. Siatkę strukturalną przygotowano w ANSYS ICEM. Do obliczeń przyjęto wariant 4 365 848 elementów. W obszarze szczeliny zastosowano zagęszczenie warstwy, uzyskując $y^+ < 4$ dla obu szerokości. Obliczenia niestacjonarne wykonano metodą URANS z modelem turbulencji *standard k- ω* . Domenę wirnika przyjęto jako wirującą, a na interfejsie domeny wirującej i nieruchomej zastosowano model *frozen rotor*. Przepływ nieustalony liczone z krokiem czasowym odpowiadającym 3° obrotu wirnika. Całkowity czas obejmował 8 obrotów. Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku o obiegu zamkniętym. Pulsacje ciśnienia mierzono czujnikami CY200 o zakresie 0–2 MPa, dokładności $\pm 0,1\%$ FS i maksymalnej częstotliwości próbkowania 1000 Hz. Sygnały rejestrowano równocześnie w wielu kanałach. Punkty pomiarowe zlokalizowano na wylocie wirnika, w spirali oraz w rejonie języka. Walidację CFD wykonano dla wirnika referencyjnego przez porównanie charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$. Przy $1,0Q_{nom}$ błąd H nie przekroczył $2,5\%$, a błąd η wyniósł 1% . Największe różnice wystąpiły przy $1,4Q_{nom}$ i wyniosły $4,7\%$ dla H oraz $3,1\%$ dla η .

Zastosowanie szczeliny powoduje spadek wysokości podnoszenia, który rośnie wraz ze wzrostem szerokości szczeliny. Dla $E = 6,0$ mm spadek H względem wirnika referencyjnego wynosi ok. 5 m w każdym z analizowanych punktów $0,6Q_{nom}$, $1,0Q_{nom}$, $1,4Q_{nom}$. Jednocześnie wirniki szczelinowe osiągają wyższą sprawność, a maksymalna poprawa wynosi $3,9\%$. Analiza pól przepływu w przekroju środkowym wirnika (rys. 2.46) pokazuje, że dla $0,6Q_{nom}$ w wirniku bazowym występują separacja i struktura wirowa przy wylocie kanału sąsiadującego z językiem spirali. W wariantach ze szczeliną zmniejsza się blokowanie wypływu, a zmiana jest wyraźniejsza dla większej szerokości szczeliny. Autorzy wskazują również ograniczenia stosowalności szerokości E . Zbyt mała szczelina może powodować lokalne zagęszczenie strugi w kanale i nasilać separację po stronie ciśnieniowej.

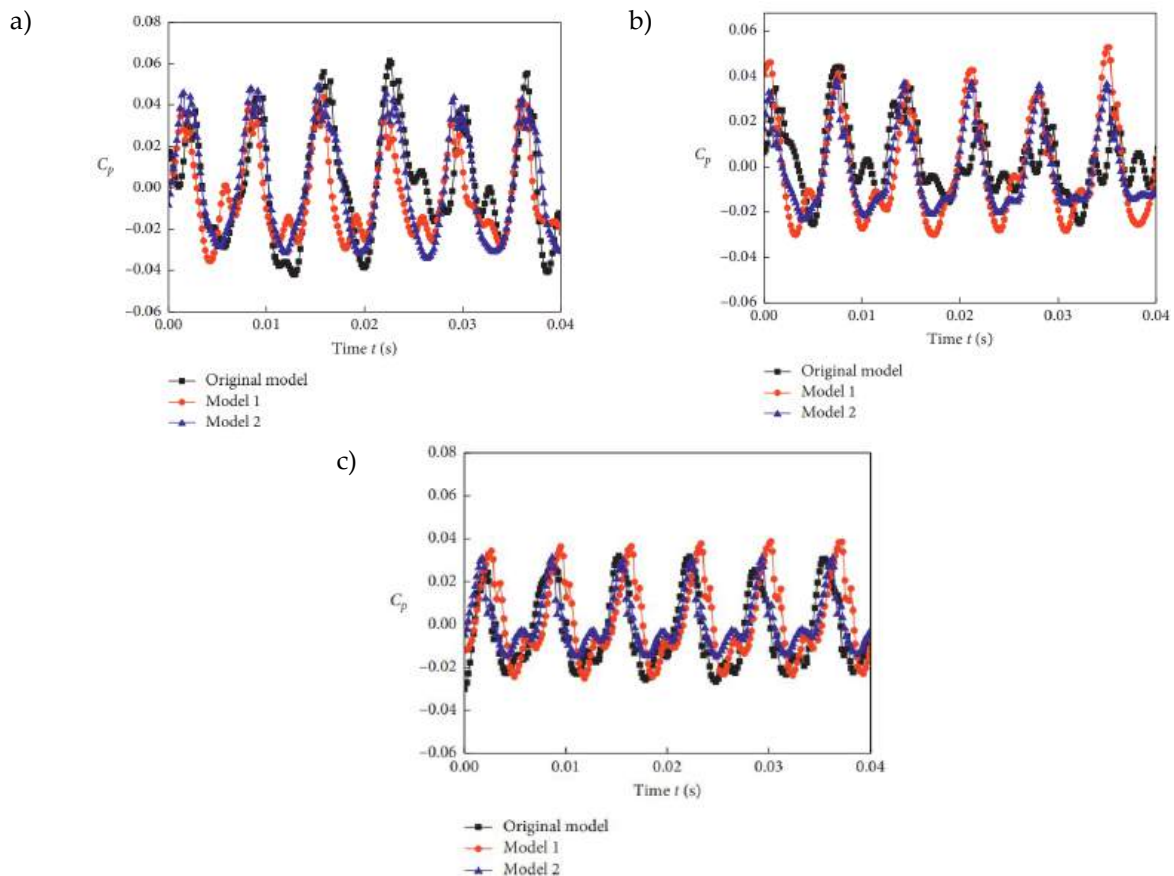
Z kolei zbyt duża szczelina zwiększa udział przepływu poprzecznego i intensyfikuje mieszanie strugi ze strugą główną, co sprzyja wzrostowi strat i spadkowi ciśnienia.



Rysunek 2.46. Linie prądu i prędkość w przekroju środkowym wirnika dla wariantów: bazowego, $E = 1,5 \text{ mm}$, $E = 6,0 \text{ mm}$ [82]

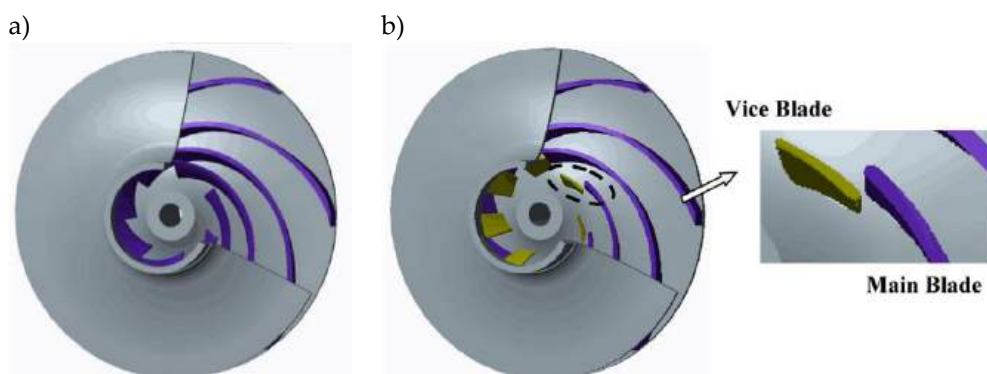
Pulsacje ciśnienia oceniono na podstawie przebiegów $C_p(t)$ w punktach na wylocie wirnika, wzdłuż spirali oraz przy języku. Wyniki wskazują, że zastosowanie szczeliny może zmniejszać pulsacje w dalszej części spirali przy dużym przepływie, ale jednocześnie zwiększać amplitudę w pobliżu wylotu wirnika i w górnej części spirali. W rejonie języka, gdzie pulsacje są największe, przy $1,4Q_{nom}$ wariant $E = 6,0 \text{ mm}$ wyraźnie obniża amplitudę względem wirnika bazowego. Przebiegi $C_p(t)$ w rejonie języka spirali zestawiono na rys. 2.47.

Zastosowanie wirnika z łopatkami szczelinowymi wprowadza kompromis, ponieważ poprawa sprawności i lokalne obniżenie pulsacji ciśnienia w spirali są uzyskiwane kosztem spadku wysokości podnoszenia, który rośnie wraz z szerokością szczeliny.



Rysunek 2.47. Rozkład czasowy pulsacji ciśnienia C_p na języku spiralnym dla a) $0,6Q_{nom}$; b) $1,0Q_{nom}$; c) $1,4Q_{nom}$ [82]

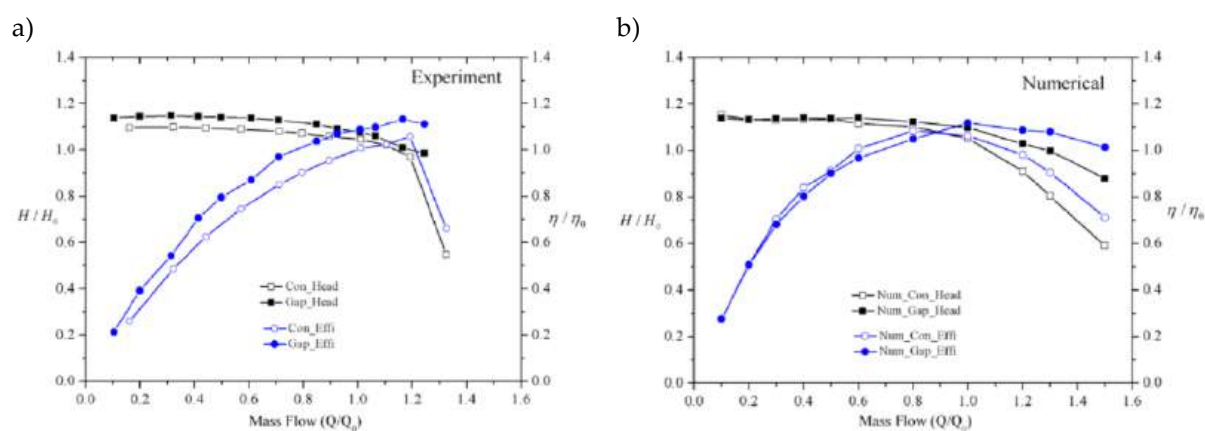
Zhang i in. [83] przedstawili rozwinięcie koncepcji wirnika szczelinowego typu *gap drainage* przez zastosowanie przedłopatki wlotowej (*vice blade*) o geometrii przestrzennej. Przedłopatkę umieszczono w rejonie wlotu przy krawędzi natarcia łopatki głównej. W wariantcie zmodyfikowanym łopatkę główną nieznacznie skrócono, a przedłopatkę ustawiono tak, aby w strefie wlotu utworzyć szczelinę między łopatkami. Rozwiązanie geometryczne wirnika przedstawiono na rys. 2.48. Celem modyfikacji było kształtowanie warunków napływu i ograniczenie separacji w strefie wejściowej do kanału międzyłopatkowego.



Rysunek 2.48. Model 3D wirników a) bazowego; b) z przedłopatką [83]

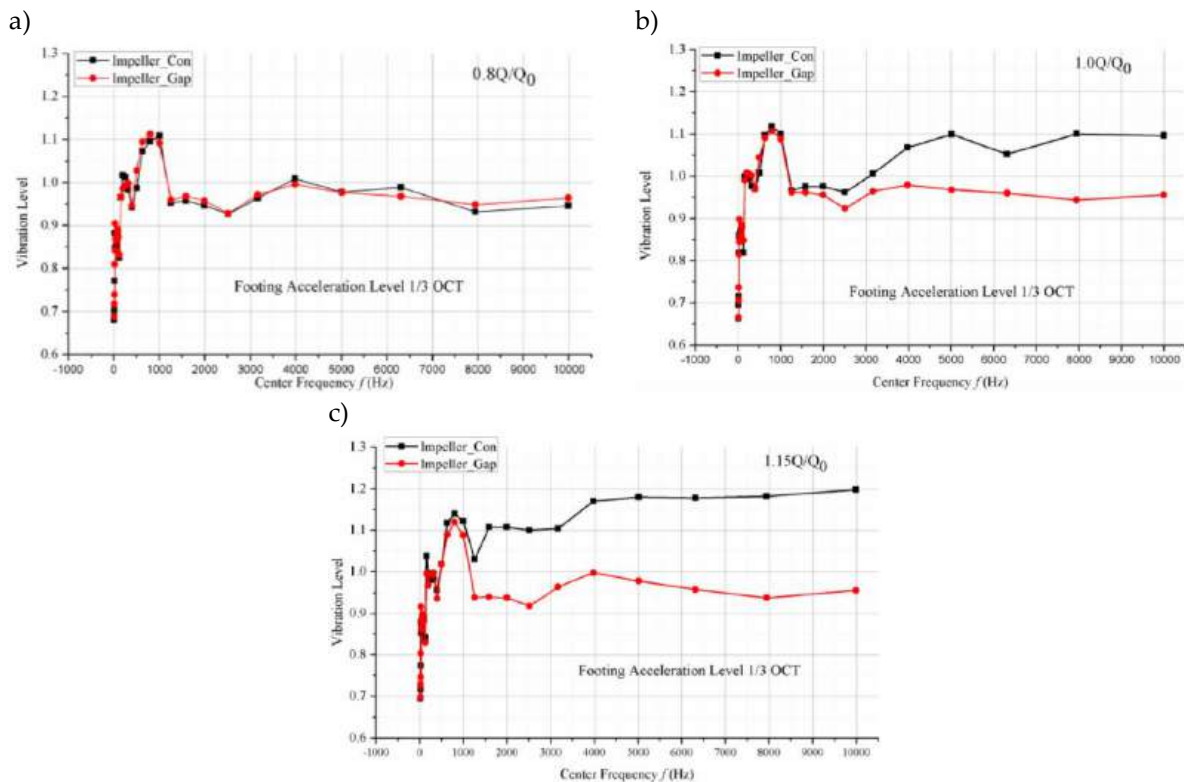
Metodyka obejmuje symulacje niestacjonarne CFD oraz weryfikację eksperymentalną na stanowisku z pompą modelową o parametrach znamionowych: $Q_{nom} = 100 \text{ m}^3/\text{h}$, $n = 1470 \text{ obr}/\text{min}$, $H_{nom} = 32 \text{ m}$ oraz $\eta_{nom} = 77,6\%$. W obliczeniach numerycznych autorzy zastosowali nieliniowy hybrydowy model turbulencji RANS/LES, w celu lepszego odwzorowania wieloskalowych struktur przepływu oraz pulsacji ciśnienia. Domena obliczeniowa obejmowała odcinek ssawny, komorę przednią, wirnik, spiralę i komorę tylną. Na wlocie zadano strumień masy, a na wylocie ciśnienie statyczne. Wymianę danych między wirnikiem i spiralą zrealizowano metodą *Transient Rotor Stator*. Poprawność dyskretyzacji oceniono metodą GCI (*Grid Convergence Index*). Dla siatki bazowej autorzy podają błędy względne H i η poniżej 0,5% oraz GCI poniżej 1%. Punkty kontrolne do analizy pulsacji ciśnienia umieszczono w wirniku na promieniach $0,3R$, $0,5R$ i R oraz w spirali od języka do wylotu.

Wyniki potwierdzają poprawę parametrów hydraulicznych oraz ograniczenie zjawisk nieustalonych. W pobliżu $1,25Q_{nom}$ odnotowano wzrost wysokości podnoszenia o ok. 6% oraz wzrost sprawności. W zakresie $0,5Q_{nom}$ – $1,25Q_{nom}$ przyrost sprawności sięgał ok. 11% względem wirnika bazowego. Porównanie charakterystyk przedstawiono na rys. 2.49.



Rysunek 2.49. Porównanie charakterystyk energetycznych wirników bazowego i z przedłópatką: a) eksperymentalne; b) numeryczne [83]

W badaniach dynamicznych autorzy uzyskali redukcję amplitudy pulsacji ciśnienia w wirniku na promieniu $0,3R$ w zakresie $1,0Q_{nom}$ do $1,5Q_{nom}$ o ok. 37,5% do 71,4%. W spirali zmniejszyła się składowa związana z częstotliwością przejścia łopatek w zakresie $1,0Q_{nom}$ do $1,5Q_{nom}$ o ok. 30%. W badaniach wibrodiagnostycznych wykazano mniejszą intensywność drgań wirnika z przedłópatką przy przepływie nominalnym i większym, zwłaszcza w paśmie powyżej 1 kHz. Wyniki drgań zestawiono rys. 2.50.

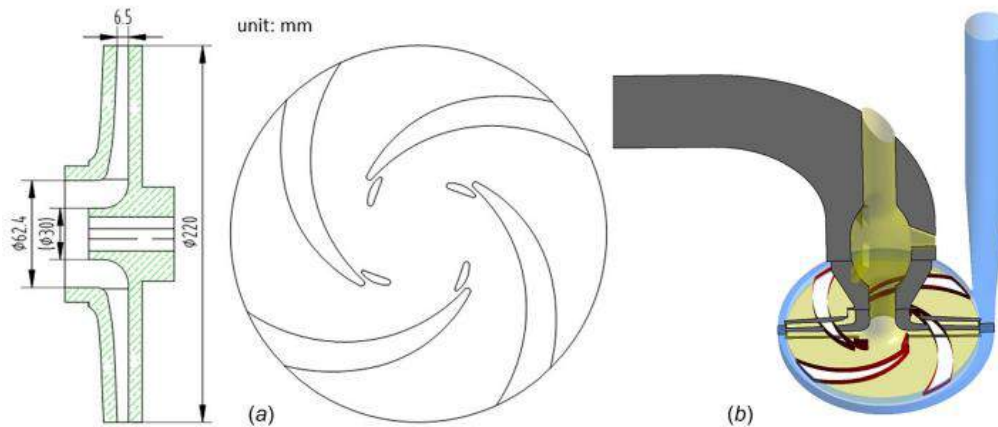


Rysunek 2.50. Porównanie charakterystyki drgań (dB) dwóch wirników dla $0,8Q_{nom}$, $1,0Q_{nom}$ i $1,15Q_{nom}$ [83]

Wprowadzenie przedłopatki zwiększyło sprawność i wysokość podnoszenia w szerokim zakresie pracy oraz ograniczyło pulsacje ciśnienia i drgania. Największe ograniczenie zjawisk dynamicznych odnotowano przy dużych wydajnościach ($Q > Q_{nom}$)

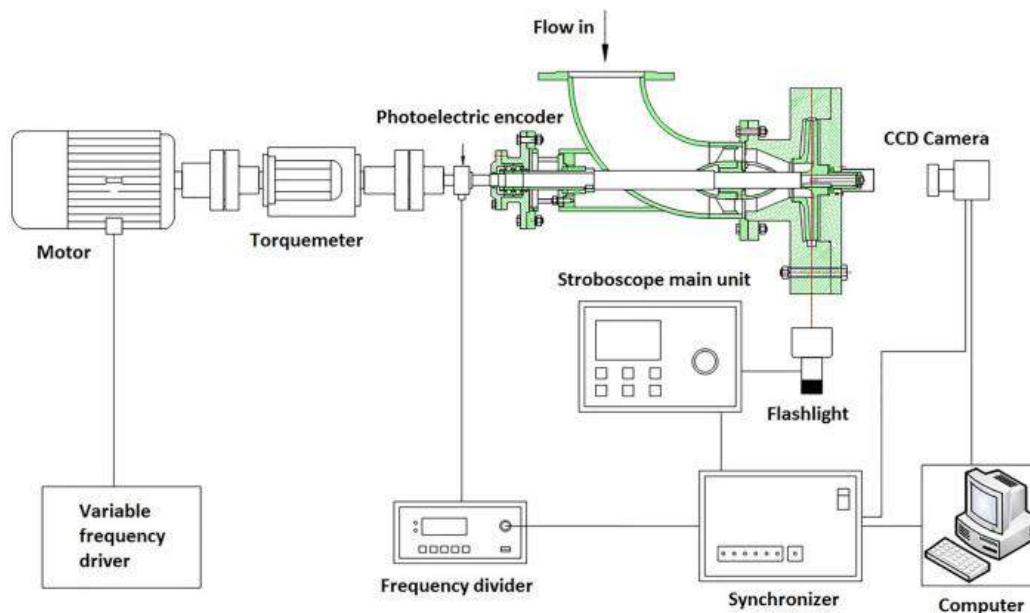
Bing Zhu oraz Hongxun Chen w artykule [84] opisują nietypową postać kawitacji w pompie odśrodkowej z wirnikiem z łopatkami szczelinowymi. W przeciwieństwie do klasycznej kawitacji, obszary pary rozwijają się głównie w naprzemiennych kanałach międzyłopatkowych i pozostają ustalone obwodowo przy stałych warunkach pracy. Celem badań było określenie warunków występowania zjawiska oraz wyjaśnienie mechanizmu na podstawie eksperymentu i symulacji numerycznych.

Badania dotyczą pompy odśrodkowej o bardzo niskiej szybkoobrotowości ($n_{sP} = 43$, $n_q \approx 11,89$) i parametrach w punkcie największej sprawności rzędu $Q = 9,42 \text{ m}^3/\text{h}$, $H = 7 \text{ m}$, $n = 1000 \text{ obr}/\text{min}$. Geometrię wirnika szczelinowego oraz bryły wodnej przedstawiono na rys. 2.51.



Rysunek 2.51. Schematyczny rysunek oraz bryła wodna pompy modelowej [84]

Eksperyment przeprowadzono na stanowisku o obiegu zamkniętym z regulacją warunków ssawnych z użyciem pompy próżniowej. Mierzono natężenie przepływu, wysokość podnoszenia oraz moment obrotowy na wale. Zjawiska kawitacyjne rejestrowano szybką kamerą (3000 fps). Dodatkowo wykonano pomiary pola prędkości metodą PIV w warunkach bezkawitacyjnych. Obserwacje zsynchronizowano z położeniem kątowym wirnika z użyciem enkodera i układu *phase locked*. Schemat stanowiska pokazano na rys. 2.52. Autorzy podają niepewności pomiarowe rzędu kilku procent dla wielkości podstawowych.

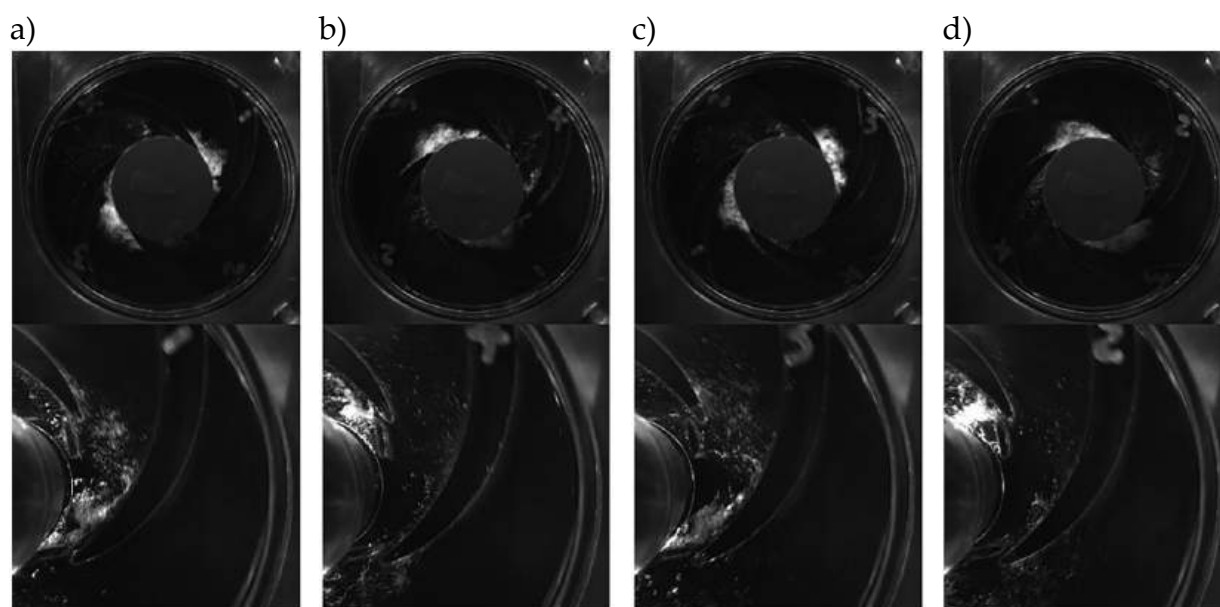


Rysunek 2.52. Schemat stanowiska do badań i wizualizacji kawitacji [84]

Symulacje numeryczne wykonano w ANSYS CFX. Dla przepływu niestacjonarnego zastosowano podejście typu SDES w celu uchwycenia struktur wirowych istotnych dla inicjacji i rozwoju kawitacji. Kawitację modelowano jednorodnym modelem mieszaniny z modelem przejścia fazowego Zwart. Najpierw

zweryfikowano model bez kawitacji przez porównanie charakterystyk i rozkładów prędkości z PIV. Następnie przeprowadzono obliczenia kawitacyjne dla wybranych punktów pracy. Interfejs wirnik i część nieruchoma modelowano w ujęciu *transient rotor–stator*, a warunki brzegowe stanowiły ciśnienie całkowite na wlocie i strumień masy na wylocie. W warunkach częściowego obciążenia, ok. $0,5Q_{opt}$, autorzy obserwują zakres parametrów, w którym kawitacja przyjmuje postać „naprzemiennych i ustalonych tuneli” (*staggered and fixed flow tunnels cavitation*). Sekwencje obrazów pokazują, że obszary pary koncentrują się w wybranych, naprzemiennych kanałach i nie wykazują obwodowego przechodzenia przy stałej liczbie kawitacyjnej. Przy dalszym pogarszaniu warunków ssawnych kawitacja rozszerza się na pozostałe kanały i zanika charakter naprzemienny. Przykład rozwoju zjawiska ukazano na rys. 2.53.

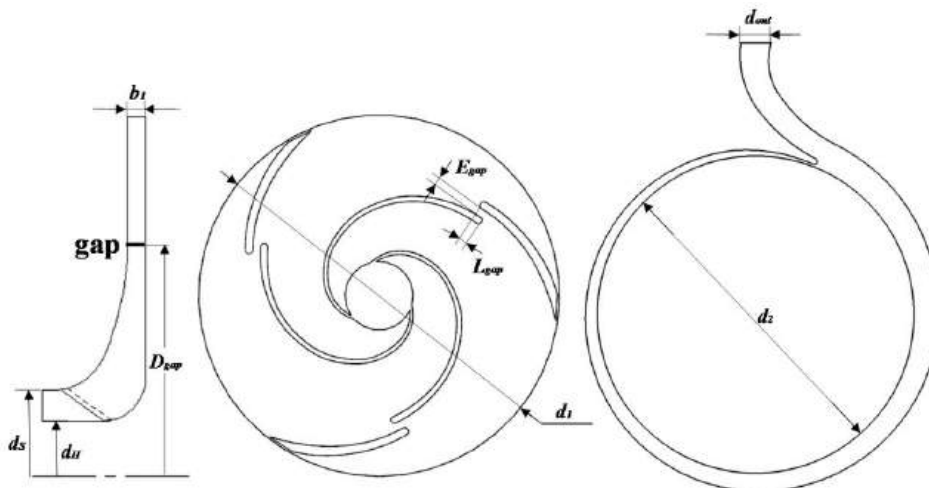
Po walidacji przepływu bezkawitacyjnego uzyskane wyniki obliczeń nieustalonych odtworzyły obserwowany reżim dla odpowiednio dobranego zakresu liczby kawitacyjnej, co umożliwiło analizę mechanizmu. Wyjaśnienie zaobserwowanych zjawisk przepływowych wynika ze sprzężenia nierównomiernego rozdziału strugi płynu między kanałami z lokalnymi zmianami kąta natarcia na kolejnych łopatkach oraz z wpływu strugi przez szczelinę. Ponadto struga przepływająca przez szczelinę wzmacnia asymetrię pola prędkości i ciśnienia, przez co naprzemiennosc może utrzymywać się w czasie bez obwodowego przemieszczania się stref kawitacji.



Rysunek 2.53. Rozwój kawitacji dla $0,5Q_{opt}$ i $\sigma = 0,42$ w czasie: (a) $t = 0$, (b) $t = 9T_5$, (c) $t = 18T_5$, (d) $t = 27T_5$, gdzie T_5 – interwał czasowy. Górny rząd: rejestracja kamerą szybką, dolny rząd: obraz zsynchronizowany fazowo – PIV [84]

W pracy przedstawiono badania pompy z wirnikiem szczelinowym, w której może wystąpić zjawisko naprzemiennej kawitacji ustalonej w kanałach międzyłopatkowych. Kawitacja rozwija się w parze naprzemiennych kanałów i przy danych warunkach pracy nie przemieszcza się w kierunku obwodowym. Zjawisko to pojawia się przede wszystkim przy częściowym obciążeniu oraz w określonym zakresie liczby kawitacyjnej. Zastosowane podejście łączy szybką rejestrację obrazu, obserwacje zsynchronizowane fazowo oraz niestacjonarne obliczenia CFD (SDES z modelem Zwart). Dzięki temu autorzy udokumentowali zjawisko i wskazali mechanizm związany z rozdziałem przepływu, zmianami kąta natarcia oraz strugą przepływającą przez szczelinę.

W artykule [85] autorzy opisali wpływ wirnika z łopatkami szczelinowymi na pracę pompy odśrodkowej o bardzo niskim wyróżniku szybkoobrotowości ($n_{sp} = 21$, $n_q \approx 5,71$). Wprowadzenie szczeliny w łopatkę powoduje kontrolowany przeciek między stroną ciśnieniową i ssawną, co zmienia przebieg $H(Q)$ i $\eta(Q)$. Celem pracy chińsko-amerykańskiego zespołu badawczego była ocena znaczenia i roli szerokości szczeliny oraz weryfikacja wyników CFD pomiarami. Obiektem badań była pompa ZA20–250 o parametrach projektowych $Q_{nom} = 10 \text{ m}^3/\text{h}$, $H_{nom} = 80 \text{ m}$, $n = 2900 \text{ obr}/\text{min}$. Porównano trzy warianty wirnika różniące się wyłącznie szerokością szczeliny E_{gap} , przy stałych wartościach $D_{gap} = 90 \text{ mm}$ i $L_{gap} = 5 \text{ mm}$. Modelem odniesienia był wirnik bez szczeliny ($E_{gap} = 0 \text{ mm}$), natomiast dwa warianty szczelinowe miały $E_{gap} = 1,5 \text{ mm}$ oraz $E_{gap} = 6 \text{ mm}$. Definicję parametrów szczeliny i jej lokalizację w łopatkę przedstawiono na rys. 2.54.



Rysunek 2.54. Schematyczny rysunek wirnika i spirali [85]

Metodyka obejmowała obliczenia CFD oraz weryfikację eksperymentalną. Symulacje wykonano w ANSYS CFX 17.0 w ujęciu stacjonarnym RANS. Siatkę strukturalną przygotowano w ANSYS ICEM, a jej niezależność oceniono z użyciem wskaźnika GCI. Autorzy porównali kilka modeli turbulencji i jako docelowy przyjęli

standard k- ω , uzyskując najlepszą zgodność sprawności z pomiarami. Na wlocie zadano ciśnienie (1 atm), a na wylocie strumieniu masy. Wirnik modelowano jako domenę wirującą, a sprzężenie z domenami nieruchomymi realizowano modelem *frozen rotor*. Przyjęto kryterium zbieżności rzędu 10^{-4} . Pomiary przeprowadzono na stanowisku o obiegu zamkniętym z przepływomierzem elektromagnetycznym oraz pomiarem ciśnień na ssaniu i tłoczeniu. Na tej podstawie wyznaczono charakterystyki $H(Q)$ i $\eta(Q)$, które następnie porównano z wynikami symulacji numerycznych CFD.

Wyniki obliczeń zestawiono dla trzech punktów pracy: $0,6Q_{nom}$, $1,0Q_{nom}$ oraz $1,4Q_{nom}$. Zgodnie z tab. 2.4 szczelina $E_{gap} = 1,5$ mm praktycznie nie zmienia wysokości podnoszenia w stosunku do wirnika bazowego, natomiast daje zauważalny wzrost sprawności. W punkcie $1,0Q_{nom}$ wysokość podnoszenia wyniosła 82,5 m dla wirnika bez szczeliny oraz 82,39 m dla szczeliny 1,5 mm, natomiast sprawność wzrosła z 26,7% do 28,62%. Dla $E_{gap} = 6$ mm pojawia się wyraźny spadek wysokości podnoszenia do 80,03 m (przy $1,0Q_{nom}$), a poprawa sprawności jest ograniczona do 27,0%. Taki trend utrzymuje się także dla $0,6Q_{nom}$ i $1,4Q_{nom}$, co wskazuje, że szerokość szczeliny jest parametrem krytycznym, a zbyt duży przeciek pogarsza zdolność wirnika do podnoszenia ciśnienia.

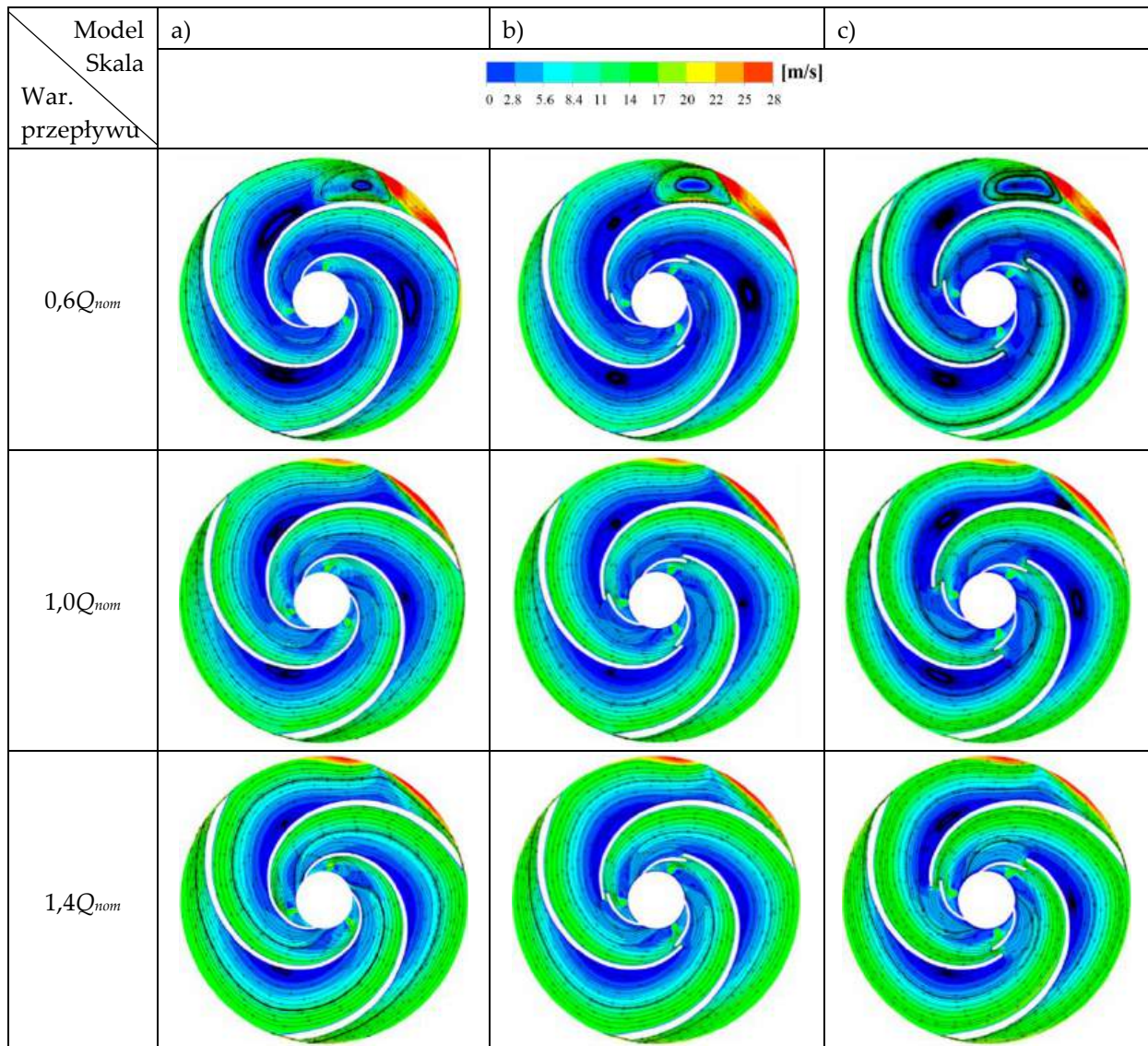
Tabela 2.4. Porównanie wyników obliczeń CFD dla trzech wariantów E_{gap} [85]

Warunki przepływu	Szerokość szczeliny E_{gap} [mm]	H [m]	η [%]
$0,6Q_{nom}$	0,0	84,70	19,80
	1,5	84,49	20,81
	6,0	81,24	19,84
$1,0Q_{nom}$	0,0	82,50	26,70
	1,5	82,39	28,62
	6,0	80,03	27,00
$1,4Q_{nom}$	0,0	80,60	32,30
	1,5	80,54	34,32
	6,0	77,51	33,06

Interpretację mechanizmu przedstawiono na podstawie rozkładów ciśnienia i struktur przepływu w kanałach międzyłopatkowych, których porównanie pokazano w tab. 2.5. Autorzy wskazują, że przeciek przez szczelinę podnosi lokalne ciśnienie po stronie ssawnej w strefie wlotowej i ogranicza obszary niskiego ciśnienia, co sprzyja stabilizacji przepływu i redukcji strat związanych z separacją. Przy zbyt dużej szczelinie rośnie udział przepływu poprzecznego do kanału sąsiedniego, co obniża ciśnienie na wylocie wirnika i prowadzi do spadku H . Ponadto w przypadku zastosowania większej szczeliny mogą pojawiać się

dotatkowe lokalne obszary niekorzystnego rozkładu ciśnienia w pobliżu szczeliny, co ogranicza zysk energetyczny.

Tabela 2.5. Struktury przepływu w wirniku; a) $E_{gap} = 0$ mm; b) $E_{gap} = 1,5$ mm; c) $E_{gap} = 6$ mm [85]



W ujęciu projektowym praca pokazuje, że szczelina w łopatkach wirnika nie zawsze jest rozwiązaniem korzystnym energetycznie. W badanej pompie ZA20–250 przy stałych $D_{gap} = 90$ mm i $L_{gap} = 5$ mm najlepszy rezultat uzyskano dla $E_{gap} = 1,5$ mm, gdzie poprawa sprawności jest wyraźna przy praktycznie niezmięnionej wysokości podnoszenia. Zwiększenie E_{gap} do 6 mm powoduje już istotny spadek H i nie daje proporcjonalnego zysku η .

2.5 PODSUMOWANIE ANALIZY STANU WIEDZY

Na podstawie przeprowadzonego przeglądu literatury sformułowano następujące wnioski:

- W publikacjach dotyczących pomp odśrodkowych o niskich wyróżnikach szybkobieżności dominują klasyczne podejścia projektowe (m.in. dobór geometrii kanału międzyłopatkowego i liczby łopatek), natomiast modyfikacje łopatek z wykorzystaniem szczelin pojawiają się rzadziej i najczęściej bez uogólnienia wyników na klasę pomp wolnobieżnych.
- Dostępne prace, w których rozpatruje się rozwiązania ze szczelinami w łopatkach, koncentrują się w znacznej części na analizach numerycznych, natomiast brakuje kompletnych badań eksperymentalnych pozwalających jednoznacznie ocenić wpływ szczeliny na charakterystyki pracy pompy $H(Q)$, $\eta(Q)$ w szerokim zakresie wydajności.
- Mechanizmy fizyczne odpowiedzialne za zmianę parametrów pracy wirników ze szczelinami nie są opisane w sposób wystarczająco uporządkowany: w literaturze wskazuje się ogólnie na modyfikację przepływu w kanale międzyłopatkowym, ograniczenie separacji czy zmianę rozkładu strat, jednak brak jest spójnego modelu interpretacyjnego odnoszącego te zjawiska do geometrii szczeliny i warunków pracy.
- Wpływ zastosowania szczelin na efektywność energetyczną jest niejednoznaczny i zależny od konfiguracji: w dostępnych opracowaniach nie wyznaczono jednoznacznie, kiedy efekt może być korzystny, a kiedy neutralny lub niepożądany. W szczególności brak jest odpowiedzi na pytanie, w jakim zakresie wyróżnika szybkobieżności modyfikacja ma uzasadnienie.
- Istotną luką jest brak danych i zaleceń dotyczących doboru parametrów geometrycznych szczeliny, takich jak: szerokość, długość oraz położenie na promieniu. Brak standaryzacji tych parametrów uniemożliwia porównywanie wyników pomiędzy opracowaniami oraz ogranicza możliwość transferu wiedzy do praktyki projektowej.
- W literaturze ograniczenie stanowi także niewystarczające powiązanie wyników z warunkami eksploatacyjnymi, tj. z oceną stabilności pracy i potencjalnych konsekwencji dla niezawodności oraz charakteru pracy w różnych obszarach wydajności.

Modyfikacja konstrukcji wirnika poprzez zastosowanie szczeliny w łopacie stanowi zagadnienie wieloparametrowe, ponieważ obejmuje jednocześnie wpływ geometrii (parametry szczeliny i łopatki), warunków pracy (wydajność i wysokość podnoszenia) oraz zjawisk przepływowych zachodzących w dyfuzorowym kanale międzyłopatkowym. Zastosowanie szczeliny może zmieniać lokalną strukturę przepływu i rozkład strat, co w konsekwencji może wpływać na sprawność i kształt charakterystyk energetycznych. Jednakże, ze względu na brak spójnych danych eksperymentalnych oraz brak ujednoczonych kryteriów projektowych, obecny stan wiedzy nie pozwala na jednoznaczne określenie zakresu stosowalności szczelin w łopatkach wirników pomp o niskim wyróżniku szybkobieżności.

Przegląd literatury wskazuje zatem na wyraźną lukę badawczą w obszarze:

- ilościowej, eksperymentalnej oceny wpływu szczeliny na parametry pracy pompy,
- identyfikacji i uporządkowania mechanizmów hydraulicznych odpowiedzialnych za obserwowane zmiany,
- opracowania praktycznych wytycznych projektowych w postaci zależności pomiędzy geometrią szczeliny a efektem energetycznym.

W związku z tym zasadne jest podjęcie badań, których rezultatem będzie sformułowanie rekomendacji projektowych oraz określenie granic efektywnego zastosowania tego typu modyfikacji w pompach odśrodkowych o niskich wyróżnikach szybkobieżności.

3 TEZA, CEL I ZAKRES PRACY

Przeprowadzona analiza stanu wiedzy wskazuje, że projektowanie pomp odśrodkowych o niskich wyróżnikach szybkobieżności pozostaje zagadnieniem trudnym, głównie ze względu na rosnący udział strat tarcia tarcz wirujących oraz strat objętościowych [13,17,22,23,25]. Ponadto w zakresie niskiego n_q rosną straty hydrauliczne, m.in. wskutek silniejszego wpływu lepkości i zwiększonej skłonności do separacji przepływu w wirniku. W efekcie uzyskanie akceptowalnie wysokiej sprawności przy dużej wysokości podnoszenia i małej wydajności jest ograniczone.

Analiza literatury wykazała również, że modyfikacje wirników pomp wolnobieżnych z wykorzystaniem łopatki szczelinowej są opisywane rzadziej niż klasyczne podejścia projektowe. Dostępne opracowania w większości wykorzystują analizy numeryczne (CFD), natomiast brakuje badań eksperymentalnych, prowadzonych w sposób systematyczny, umożliwiającą jednoznaczną ocenę wpływu geometrycznego szczeliny na charakterystyki $H(Q)$ i $\eta(Q)$ w szerokim zakresie wydajności. Ponadto mechanizmy fizyczne odpowiedzialne za obserwowane zmiany parametrów pracy nie są w literaturze opisane w sposób spójny i porównywalny, co w praktyce uniemożliwia formułowanie uogólnionych zaleceń projektowych. Szczególną lukę stanowi brak jednoznacznego powiązania efektu energetycznego z postacią geometryczną szczeliny (położeniem na promieniu, szerokością oraz długością nachodzenia segmentów łopatki) oraz z warunkami pracy pompy.

W związku z powyższym zasadne jest podjęcie badań, których celem będzie ilościowa ocena wpływu łopatki szczelinowej na parametry pracy pompy wolnobieżnej, a także identyfikacja jakościowa zjawisk przepływowych odpowiedzialnych za zmiany charakterystyk energetycznych. Sformułowano następujące hipotezy badawcze:

- H1: Postać geometryczna szczeliny istotnie wpływa na charakterystyki $H(Q)$ i $\eta(Q)$, a jej oddziaływanie zależy od obszaru pracy względem punktu największej sprawności (BEP).
- H2: Wpływ łopatki szczelinowej na parametry energetyczne pompy wynika ze zmian struktury przepływu w kanale międzyłopatkowym.

Na podstawie przeprowadzonej analizy stanu wiedzy oraz powyższych stwierdzeń można sformułować główną tezę rozprawy, która brzmi:

Istnieje taka postać geometryczna łopatki szczelinowej, której zastosowanie w wirniku pompy krętej o niskim wyróżniku szybkobieżności prowadzi do wzrostu wysokości podnoszenia i/lub sprawności.

Celem głównym rozprawy jest określenie wpływu postaci geometrycznej łopatki szczelinowej wirnika na charakterystyki pracy pompy odśrodkowej o niskim wyróżniku szybkobieżności oraz sformułowanie zaleceń projektowych dotyczących stosowania tej modyfikacji.

Zakres pracy, umożliwiającą weryfikację sformułowanej tezy, obejmuje:

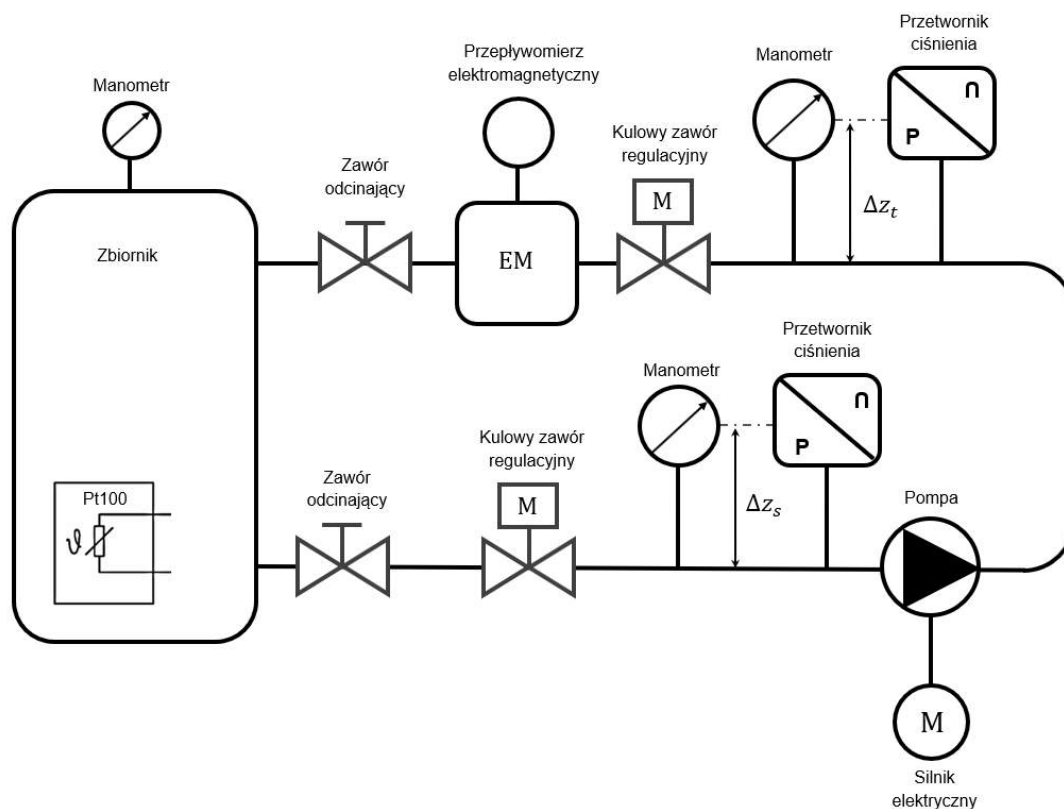
- przegląd literatury w zakresie pomp odśrodkowych o niskich wyróżnikach szybkobieżności oraz rozwiązań mających pozytywny wpływ na parametry pracy, w tym wirników z łopatką szczelinową,
- zdefiniowanie postaci geometrycznej szczeliny w łopatce oraz sposobu jej parametrycznego opisu przy niezmienionej geometrii wirnika bazowego,
- wykonanie badań wstępnych w celu oceny zasadności modyfikacji oraz zawężenia zakresów zmienności geometrii szczeliny,
- zaplanowanie badań zasadniczych z wykorzystaniem planu eksperymentu (CCD) oraz przygotowanie modeli wirników do badań,
- przeprowadzenie badań eksperymentalnych i wyznaczenie charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ w szerokim zakresie wydajności,
- opracowanie wyników metodami statystycznymi, w tym wyznaczenie modeli regresyjnych opisujących zależności H i η od geometrii szczeliny oraz ocenę istotności czynników i interakcji,
- przygotowanie i walidację modeli CFD dla wybranych wariantów geometrii i warunków pracy,
- ilościową i jakościową analizę wyników oraz interpretację zmian charakterystyk w odniesieniu do przebiegu przepływu w kanale międzyłopatkowym,
- sformułowanie wytycznych projektowych oraz określenie granic efektywnego zastosowania łopatki szczelinowej w pompach odśrodkowych o niskim n_q .

4 METODYKA BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Główną metodą badawczą do realizacji celów pracy są badania doświadczalne, które będą przeprowadzone w laboratorium na specjalnie zaprojektowanym stanowisku badawczym. Badania eksperymentalne, obejmujące etap wstępny oraz zasadniczy stanowią podstawę oceny wpływu szczeliny w łopatkach wirnika na parametry pracy pompy.

4.1 OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO I PROCEDURY POMIAROWEJ

Badania eksperymentalne przeprowadzono na stanowisku badawczym, umożliwiającym pomiar i analizę charakterystyk pracy pompy. Stanowisko jest wyposażone w odpowiednie czujniki do pomiaru ciśnienia (manometry na ssaniu i tłoczeniu pompy), wydajności (przepływomierz elektromagnetyczny), mocy pobieranej przez pompę (przetwornik mocy) i temperatury cieczy (przetwornik temperatury) oraz elementy i urządzenia wykonawcze (przebiegnik częstotliwości z pomiarem mocy, elektryczne siłowniki obrotowe na ssaniu i tłoczeniu pompy, silnik trójfazowy). Schemat blokowy przedstawiono na rys. 4.1. W tab. 4.1 i 4.2 zestawiono charakterystykę przyrządów pomiarowych i urządzeń wykonawczych.



Rysunek 4.1. Schemat blokowy stanowiska pomiarowego

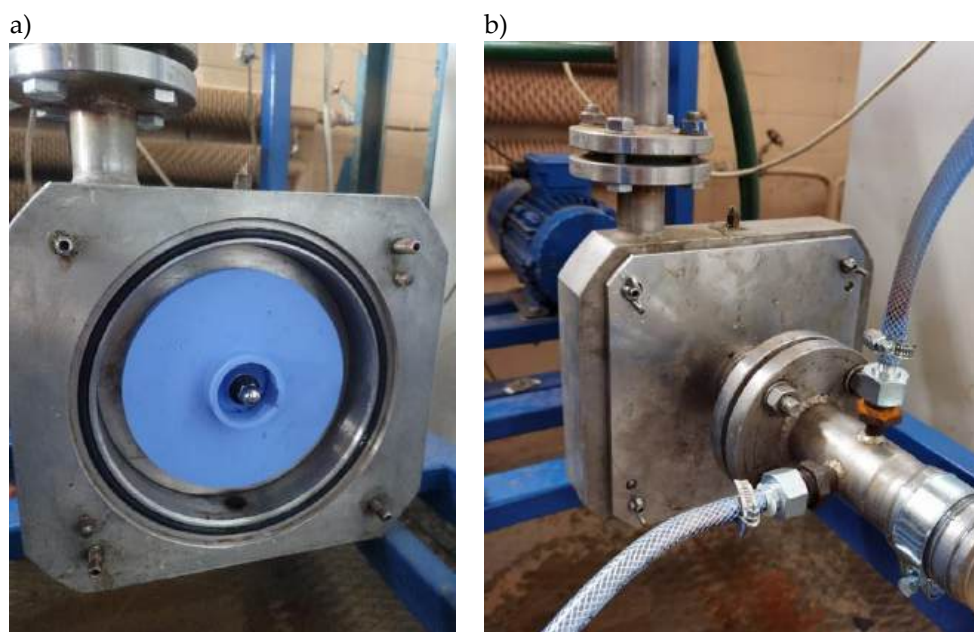
Tabela 4.1. Przyrządy pomiarowe na stanowisku laboratoryjnym

Lp.	Przyrząd pomiarowy	Zakres pomiaru	Klasa dokładności
1.	Przepływomierz elektromagnetyczny Arkon MAGS1-ST DN25 PN 40	0,18 ÷ 17,67 m ³ /h (0,1 ÷ 10 m/s)	±0,2%
2.	Manometr na ssaniu pompy FUJI FKP 01	(-0,7) ÷ (+0,5) bar	±0,1%
3.	Manometr na tłoczeniu pompy FUJI FKP 03	0 ÷ 30 bar	±0,1%
4.	Przetwornik mocy METROL PP73	0 ÷ 3000 W	±0,3%
5.	Przetwornik temperatury FLEXTOP	0 ÷ 50 °C	± 0,9 °C

Tabela 4.2. Elementy i urządzenia wykonawcze

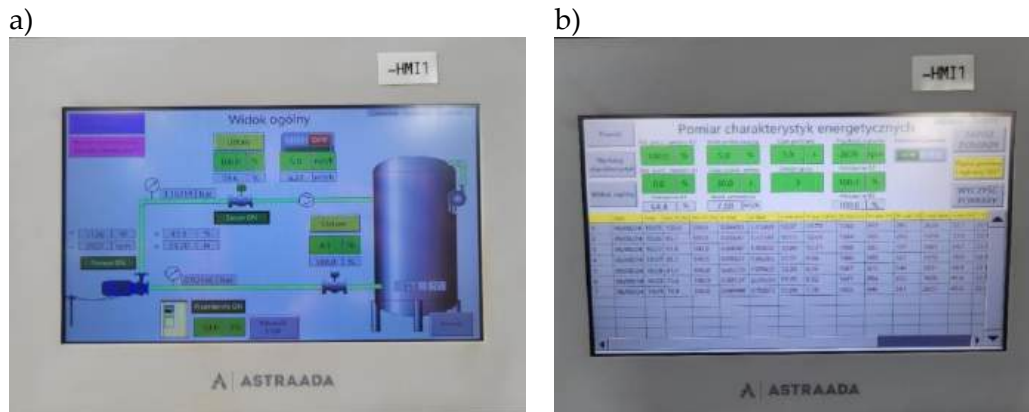
Lp.	Elementy wykonawcze	Parametry charakterystyczne
1.	Silnik trójfazowy Tamel 38880-2PC-6	$P = 1500 \text{ W}$ $n = 2870 \text{ obr/min}$ $\cos\phi = 0,85$
2.	Przebiegnik częstotliwości z pomiarem mocy Danfoss FC51	$P = 2200 \text{ W}$
3.	Elektryczne siłowniki obrotowe na ssaniu i na tłoczeniu pompy INTRON IntrOM-1	$M = 35 \text{ Nm}$

Głównym elementem stanowiska badawczego jest pompa modelowa z wirnikiem wymiennym (rys. 4.2). Badane wirniki montowano w kanale koncentrycznym o przekroju prostokątnym, o średnicy zewnętrznej $d_{konc} = 175 \text{ mm}$ i szerokości $b_{konc} = 22 \text{ mm}$ (rys. 4.2).



Rysunek 4.2. Pompa modelowa: a) widok bez przedniej pokrywy; b) widok ogólny

W całym cyklu badań stosowano regulację dławieniową po stronie tłocznej, co umożliwiło wyznaczenie charakterystyk pompy w pełnym zakresie pracy. Pomiary realizowano na zautomatyzowanym stanowisku sterowanym dedykowanym oprogramowaniem, a procedurę testu definiowano przed rozpoczęciem pomiarów zgodnie z PN-EN ISO 9906:2012 i klasą dokładności 1 [86]. Interfejs użytkownika (rys. 4.3) umożliwia ustawienie zakresu otwarcia zaworu, kroku próbkowania, czasu stabilizacji przepływu oraz liczby próbek w jednym punkcie pomiarowym.



Rysunek 4.3. Interfejs użytkownika a) widok ogólny, b) pomiar charakterystyk energetycznych

Bezpośrednio rejestrowane wielkości: ciśnienia na ssaniu (p_s) i tłoczeniu (p_t), wydajność (Q), moc elektryczna (P_{el}), prędkość obrotowa (n) oraz temperatura cieczy (t) były prezentowane na bieżąco w formie tabeli i zapisywane do pliku *.csv. Pomiary prowadzono w pełnym zakresie otwarcia zaworu regulacyjnego, realizując sekwencję od położenia minimalnego do maksymalnego, a następnie w cyklu powrotnym. Na podstawie zebranych danych opracowano charakterystyki energetyczne pompy przedstawione, w dalszej części pracy. Widok stanowiska pomiarowego pokazano na rys. 4.4.



Rysunek 4.4. Zdjęcie stanowiska badawczego

4.2 WZORY OBLICZENIOWE

Opracowanie wyników pomiarów wykonano zgodnie z normą PN-EN ISO 9906:2012 [86]:

- 1) efektywna wysokość podnoszenia:

$$H_e = H_t - H_s, \quad (4.1)$$

- 2) wysokość energii na tłoczeniu:

$$H_t = \frac{p_t}{\rho \cdot g} + \frac{c_t^2}{2 \cdot g} + \Delta z_t, \quad (4.2)$$

- 3) wysokość energii na ssaniu:

$$H_s = \frac{p_s}{\rho \cdot g} + \frac{c_s^2}{2 \cdot g} + \Delta z_s, \quad (4.3)$$

- 4) prędkość cieczy w rurociągu tłocznym, w miejscu odbioru ciśnienia:

$$c_t = \frac{Q}{A_t}, \quad (4.4)$$

- 5) prędkość cieczy w rurociągu ssawnym, w miejscu odbioru ciśnienia:

$$c_s = \frac{Q}{A_s}, \quad (4.5)$$

- 6) pole przekroju poprzecznego rurociągu tłocznego:

$$A_t = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4}, \quad (4.6)$$

- 7) pole przekroju poprzecznego rurociągu ssawnego:

$$A_s = \frac{\pi \cdot d_s^2}{4}, \quad (4.7)$$

- 8) moc hydrauliczna pompy:

$$P_h = Q \cdot H_e \cdot \rho \cdot g, \quad (4.8)$$

9) moc na wale pompy:

$$P_w = P_{el} \cdot \eta_s \quad (4.9)$$

10) sprawność pompy:

$$\eta = \frac{P_h}{P_w}. \quad (4.10)$$

Wyniki pomiarów zostały przeliczone do prędkości odniesienia $n = 2870$ obr/min zgodnie z teorią podobieństwa hydrodynamicznego [13,17–19,87]. Na podstawie praw podobieństwa dla pomp wirowych przy zachowaniu geometrycznego podobieństwa wirnika, obowiązują zależności:

$$\frac{Q}{Q_p} = \frac{n}{n_p}, \quad (4.11)$$

$$\frac{H}{H_p} = \left(\frac{n}{n_p}\right)^2, \quad (4.12)$$

$$\frac{P_w}{P_{wp}} = \left(\frac{n}{n_p}\right)^3. \quad (4.13)$$

4.3 ANALIZA NIEPEWNOŚCI POMIAROWYCH

W celu oceny jakości uzyskanych wyników przeprowadzono analizę niepewności pomiarowych. Przyjęto, że wszystkie niepewności mają charakter przypadkowy i można je traktować jako zmienne losowe o rozkładzie normalnym. Obliczenia wykonano zgodnie z zasadami określonymi w normie PN-EN ISO 9906:2012 [86], przyjmując niepewności graniczne zgodnie z danymi producentów zastosowanych czujników.

Całkowitą względną niepewność pomiaru wydajności Q określono na podstawie błędu przepływomierza:

$$\delta_q = \pm 0,2\%, \quad (4.14)$$

oraz błędu wyznaczenia prędkości obrotowej wirnika:

$$\delta_n = \pm 0,1\%. \quad (4.15)$$

Całkowita względna niepewność pomiaru wydajności wynosi:

$$\delta Q = \pm \sqrt{\delta_q^2 + \delta_n^2}. \quad (4.16)$$

Niepewność względna wysokości podnoszenia H obliczono na podstawie błędów czujników ciśnienia zainstalowanych na króćcu ssawnym i tłocznym:

$$\delta_p = \sqrt{\delta_{p_t}^2 + \delta_{p_s}^2}. \quad (4.17)$$

Dla czujników o identycznych parametrach metrologicznych $\delta_{p_t} = \delta_{p_s}$:

$$\delta_p = \sqrt{2} \cdot \delta_{p_t}. \quad (4.18)$$

Niepewność całkowita wysokości podnoszenia wynosi:

$$\delta H = \pm \sqrt{\delta_p^2 + 4 \cdot \delta_n^2}. \quad (4.19)$$

Całkowitą niepewność mocy hydraulicznej obliczono na podstawie niepewności wydajności, wysokości podnoszenia oraz gęstości (dla wody przyjęto $\delta\rho = 0,03\%$):

$$\delta P_h = \pm \sqrt{\delta_Q^2 + \delta_H^2 + \delta_\rho^2}. \quad (4.20)$$

Niepewność względna mocy na wale pompy można zapisać jako dokładność pomiaru mocy elektrycznej za pomocą przetwornika mocy:

$$\delta P_w = \delta P_{el} = \pm 0,3\%. \quad (4.21)$$

Całkowitą niepewność względną sprawności pompy obliczono na podstawie niepewności mocy hydraulicznej i mocy na wale:

$$\delta_\eta = \pm \sqrt{\delta_{P_h}^2 + \delta_{P_w}^2}. \quad (4.22)$$

Niepewność bezwzględną danej wielkości Y określano według zależności:

$$\Delta Y = \pm \frac{\delta_Y \cdot Y}{100\%}. \quad (4.23)$$

W przeprowadzonych analizach największą wartość niepewności względnej odnotowano dla sprawności η – nie przekroczyła ona 0,45%, co świadczy o wysokiej

dokładności pomiarów. Z tego względu słupki niepewności pomiarowych nie zostały przedstawione na charakterystykach energetycznych w dalszej części pracy, aby nie ograniczać ich czytelności. Zestawienie niepewności pomiarowych (względnych i bezwzględnych) dla trzech punktów pracy wirnika referencyjnego (szczegółowo omówionego w rozdziale 5) przedstawiono w tab. 4.3.

Tabela 4.3. Niepewności pomiarowe wirnika referencyjnego (z łopatką ciągłą)

Niepewności względne				Niepewności bezwzględne			
Q [m ³ /h]	10,4	7,2	4	Q [m ³ /h]	10,4	7,2	4
Symbol				Symbol			
δQ [%]	0,224	0,224	0,224	ΔQ [m ³ /h]	0,023	0,016	0,009
δH [%]	0,245	0,245	0,245	ΔH [m]	0,040	0,057	0,067
δPh [%]	0,333	0,333	0,333	ΔPh [W]	1,550	1,530	0,982
δPw [%]	0,300	0,300	0,300	ΔPw [W]	3,572	3,196	2,590
$\delta \eta$ [%]	0,448	0,448	0,448	$\Delta \eta$ [pp]	0,175	0,193	0,153

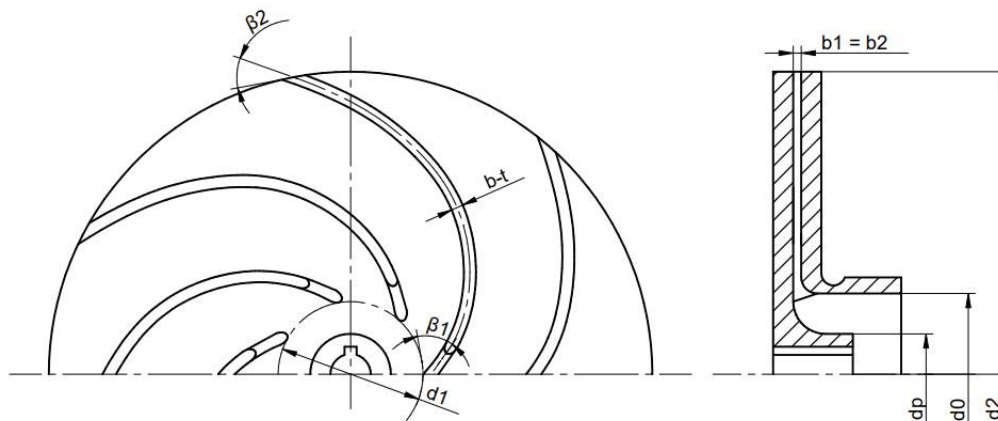
5 BADANIA WSTĘPNE

Badania wstępne przeprowadzono w celu oceny wpływu zastosowania szczeliny w łopatkach wirnika na charakterystyki pracy pompy, porównania konstrukcji łopatek szczelinowych, wyboru rozwiązania najkorzystniejszego energetycznie do dalszych badań, określenia zakresu analizowanych parametrów szczeliny oraz wyznaczenia zakresu stosowalności tego rozwiązania. Uzyskane wyniki pozwoliły na przyjęcie założeń do dalszych badań zasadniczych.

5.1 PRZEDMIOT BADAŃ WSTĘPNYCH

Na podstawie analizy stanu wiedzy oraz zidentyfikowanych w literaturze luk badawczych przeprowadzono wstępne badania eksperymentalne dotyczące wpływu szczelin w łopatkach wirnika na charakterystyki energetyczne pompy. Ich celem była identyfikacja parametrów geometrycznych szczeliny oraz rozwiązań konstrukcyjnych łopatki szczelinowej, które w istotny sposób wpływają na parametry pracy pompy, a także wybór wariantu geometrii przeznaczonego do badań zasadniczych. Badania obejmowały również weryfikację pierwszej hipotezy $H1$: postać geometryczna szczeliny istotnie wpływa na charakterystyki $H(Q)$ i $\eta(Q)$, a jej oddziaływanie zależy od obszaru pracy względem punktu najlepszej sprawności.

Wyniki badań wstępnych opracowano zgodnie z metodyką przedstawioną w rozdziale 4. Jako punkt wyjścia do badań wstępnych, na potrzeby eksperymentu, zaprojektowano wirnik bazowy (bez szczelin w łopatkach) o wyróżniku szybkobieżności równym $n_q = 12,68$, który charakteryzuje się następującymi wielkościami: $d_2 = 150$ mm, $d_1 = 36$ mm, $\beta_1 = 45^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $z = 7$, $b_1 = b_2 = 2$ mm (rys. 5.1).

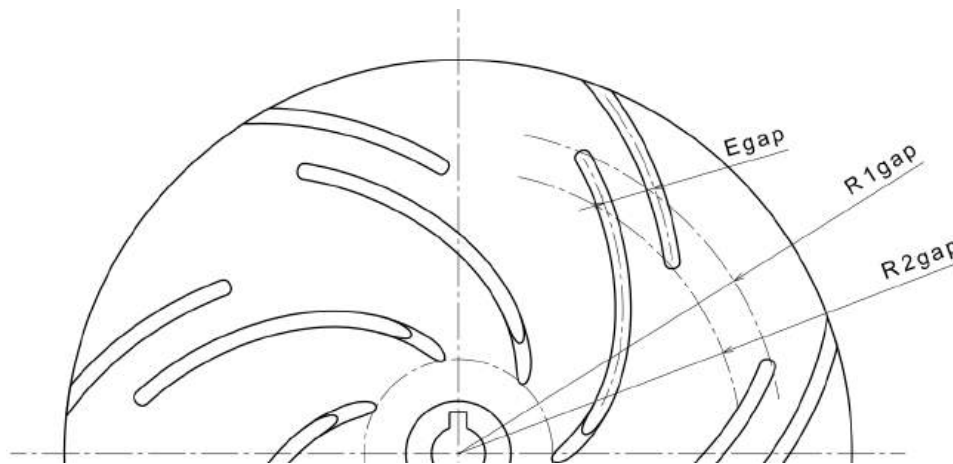


Rysunek 5.1. Wirnik referencyjny – BW-W0

W ramach badań wstępnych przeanalizowano wpływ geometrii szczelin w łopatkach wirnika. Dla każdego wariantu wyznaczono pełne charakterystyki stałobrotowe. Geometrie zostały opracowane w sposób eksploracyjny (wariantowy), bez wykorzystania modelu matematycznego. Do analizowanych zmiennych zaliczono promień położenia szczeliny (R_{1gap}), jej szerokość (E_{gap}) oraz długość (L_{gap}) – opisaną wzorem 5.1.

$$L_{gap} = |R_{1gap} - R_{2gap}|. \quad (5.1)$$

Uproszczony schemat przedstawiono na rys. 5.2.



Rysunek 5.2. Parametry geometryczne szczeliny

Wszystkie wirniki szczelinowe charakteryzują się danymi geometrycznymi zgodnymi z wirnikiem bazowym. Uwzględniono przecięcie łopatki na długości, tworząc większą ($BW-W1$) i mniejszą szczelinę ($BW-W2$) oraz podwójne przecięcie ($BW-W7$ – uproszczony rysunek tab. 5.2), dla którego w tab. 5.1 podano parametry obu szczelin. W takim przypadku szczelina jest opisana dwoma parametrami R_{1gap} oraz R_{2gap} . Dodatkowo zaprojektowano łopatki ze szczeliną powstałą na skutek przesunięcia części łopatki głównej na jej stronę czynną ($BW-W3$, $BW-W5$) oraz bierną ($BW-W4$, $BW-W6$) – analizując od wlotu. Wówczas łopatka składa się z dwóch części: głównej oraz wtórnej, tworząc szczelinę opisaną parametrami: R_{1gap} , L_{gap} oraz E_{gap} . Parametry geometryczne wirników zestawiono w tab. 5.1, a uproszczone rysunki ze zdjęciami w tab. 5.2

Tabela 5.1. Dane geometryczne badanych wirników

Nr	Ozn. wirnika	Opis	Parametry geometryczne			
			R_{1gap} , mm	R_{2gap} , mm	L_{gap} , mm	E_{gap} , mm
0.	$BW-W0$	Łopatka ciągła	–	–	–	–
1.	$BW-W1$	Łopatka szczelinowa	49,4	52,3	2,9	–
2.	$BW-W2$	Łopatka szczelinowa	49,7	50,9	1,2	–

3.	BW-W3	Łopatką szczelinową	46,9	50,4	3,5	4,7
4.	BW-W4	Łopatką szczelinową	54,9	50,4	4,5	4,8
5.	BW-W5	Łopatką szczelinową	46,9	47,9	1,0	4,9
6.	BW-W6	Łopatką szczelinową	57,3	50,4	6,9	4,7
7.	BW-W7	Łopatką szczelinową	39,5	56,8	0,8	-
			40,3	57,5	0,7	

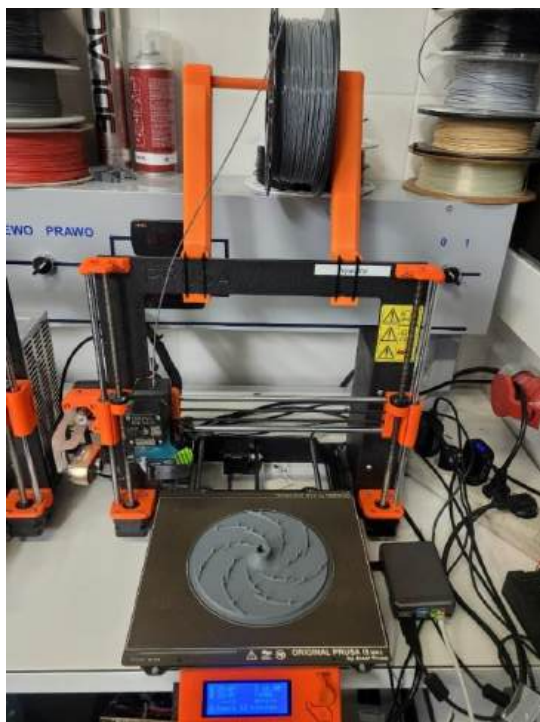
Uwagi:

L_{gap} – długość szczeliny, odpowiada modułowi różnicy promieni położenia części łopatką głównej i wtórnej lub składowych części łopatką – wzór 5.1;

E_{gap} – odległość między liniami środkowymi części łopatką głównej i wtórnej; rzeczywista wartość szczeliny odpowiada podanej wartości pomniejszonej o $s = 3 \text{ mm}$ (s – szerokość łopatką).

Wirniki wykonano przy użyciu technologii druku 3D metodą FDM (*Fused Deposition Modeling*) z wykorzystaniem drukarki Prusa MK3 oraz materiału PLA (polilaktyd), co pozwoliło na szybkie prototypowanie – rys. 5.3a. Tarcze przednią i tylną wirników sklejało klejem cyjanoakrylowym, a następnie ścisłano równomiernym naciskiem przy wykorzystaniu prasy hydraulicznej – rys. 5.3b. Rysunki poglądowe i zdjęcia wirników przedstawiono w tab. 5.2.

a)



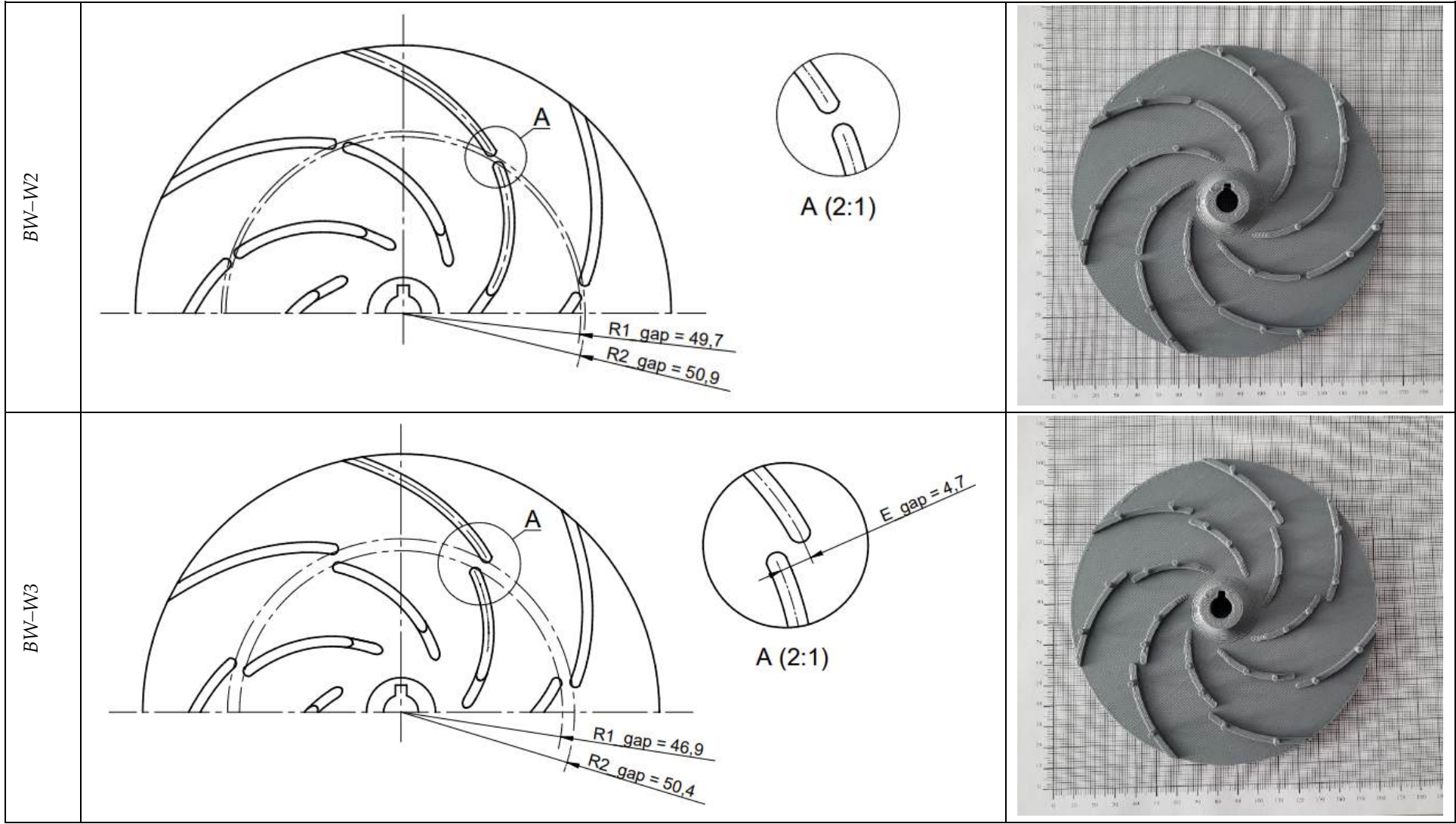
b)

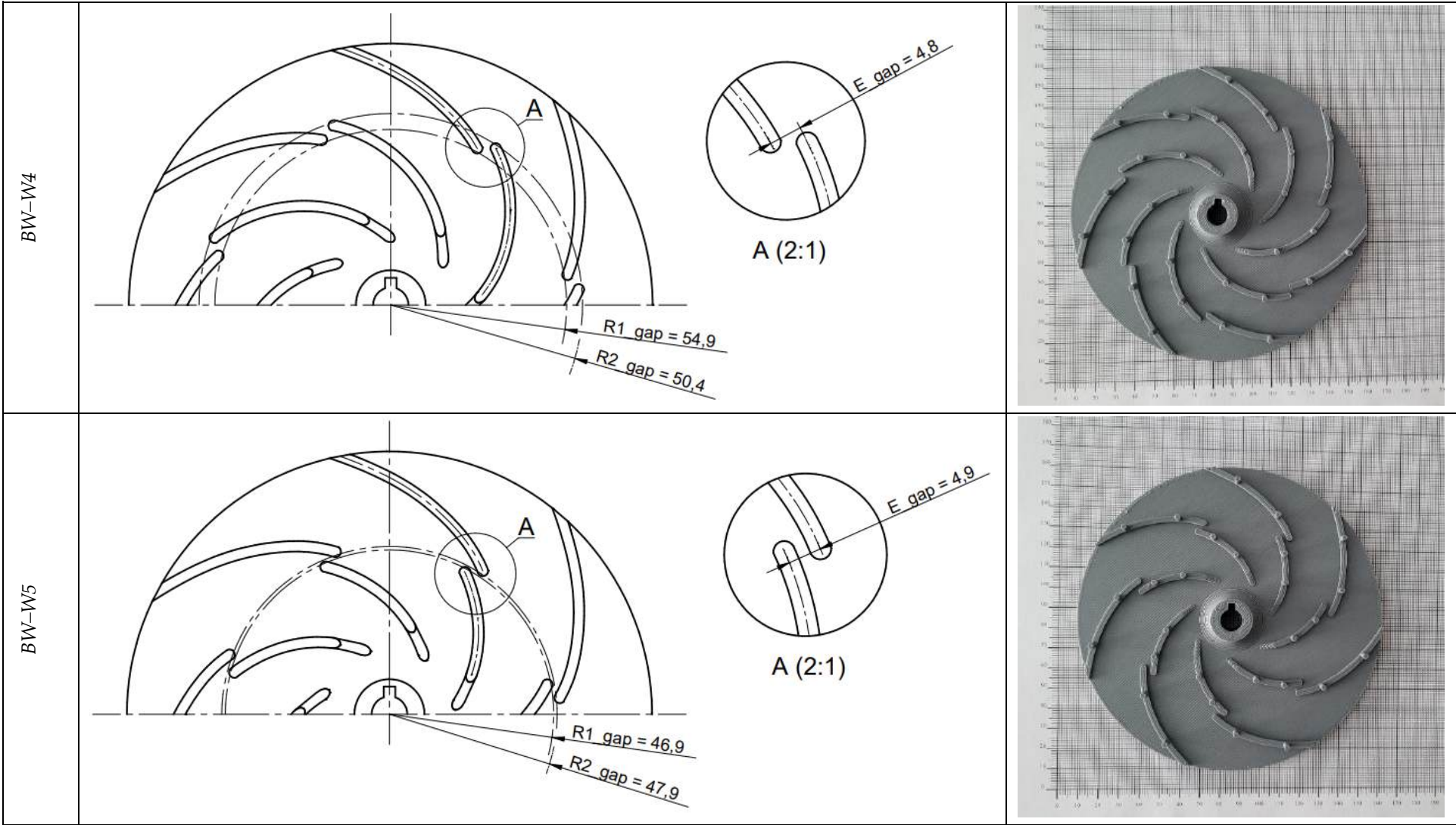


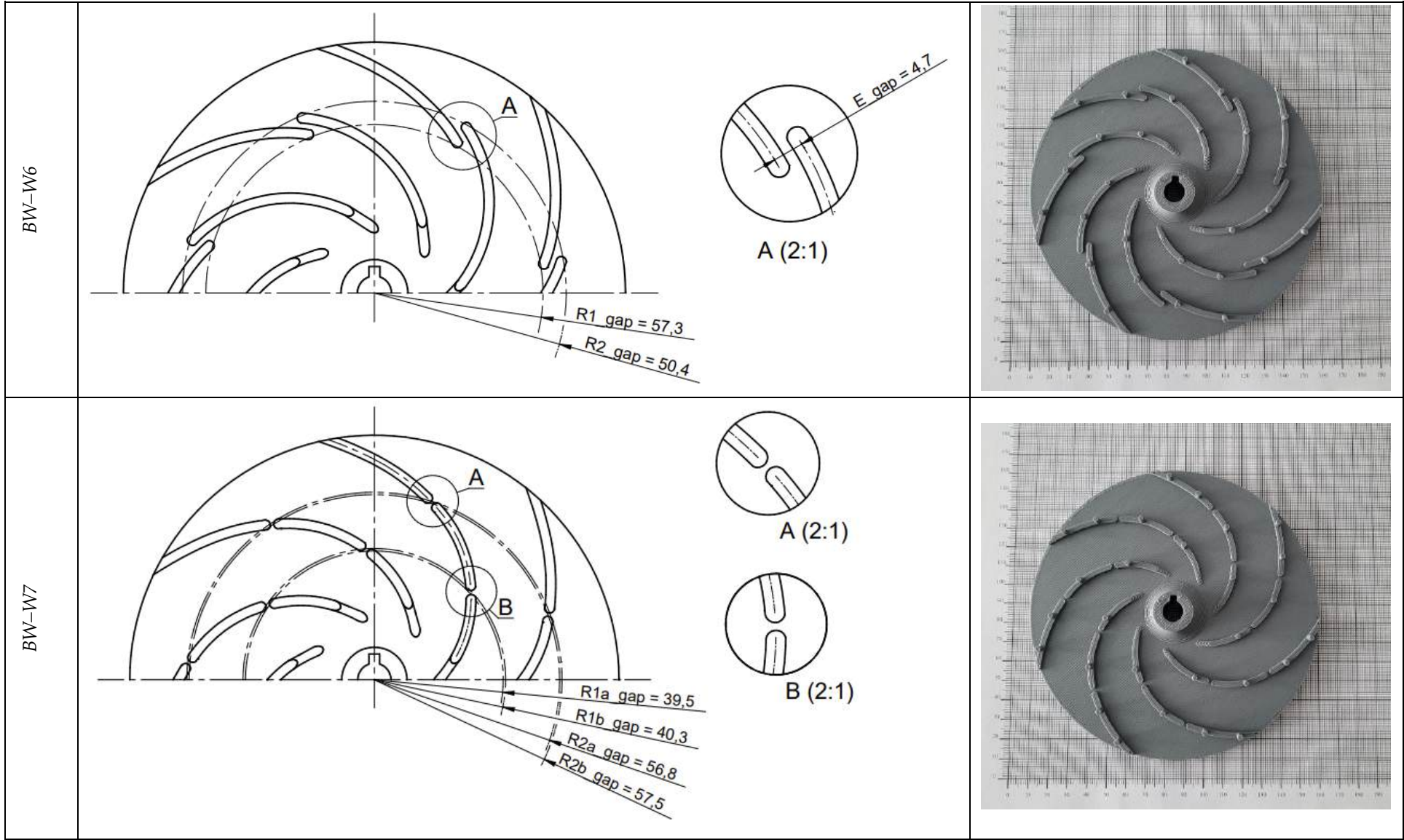
Rysunek 5.3. a) Wydruk tarczy tylnej na drukarce 3D Prusie MK3, b) Sklejanie z wykorzystaniem prasy hydraulicznej

Tabela 5.2. Uprozczone rysunki poglądowe i zdjęcia wirników

Opis	Rysunek	Zdjęcie
BW-W0		
BW-W1		







5.2 WYNIKI BADAŃ

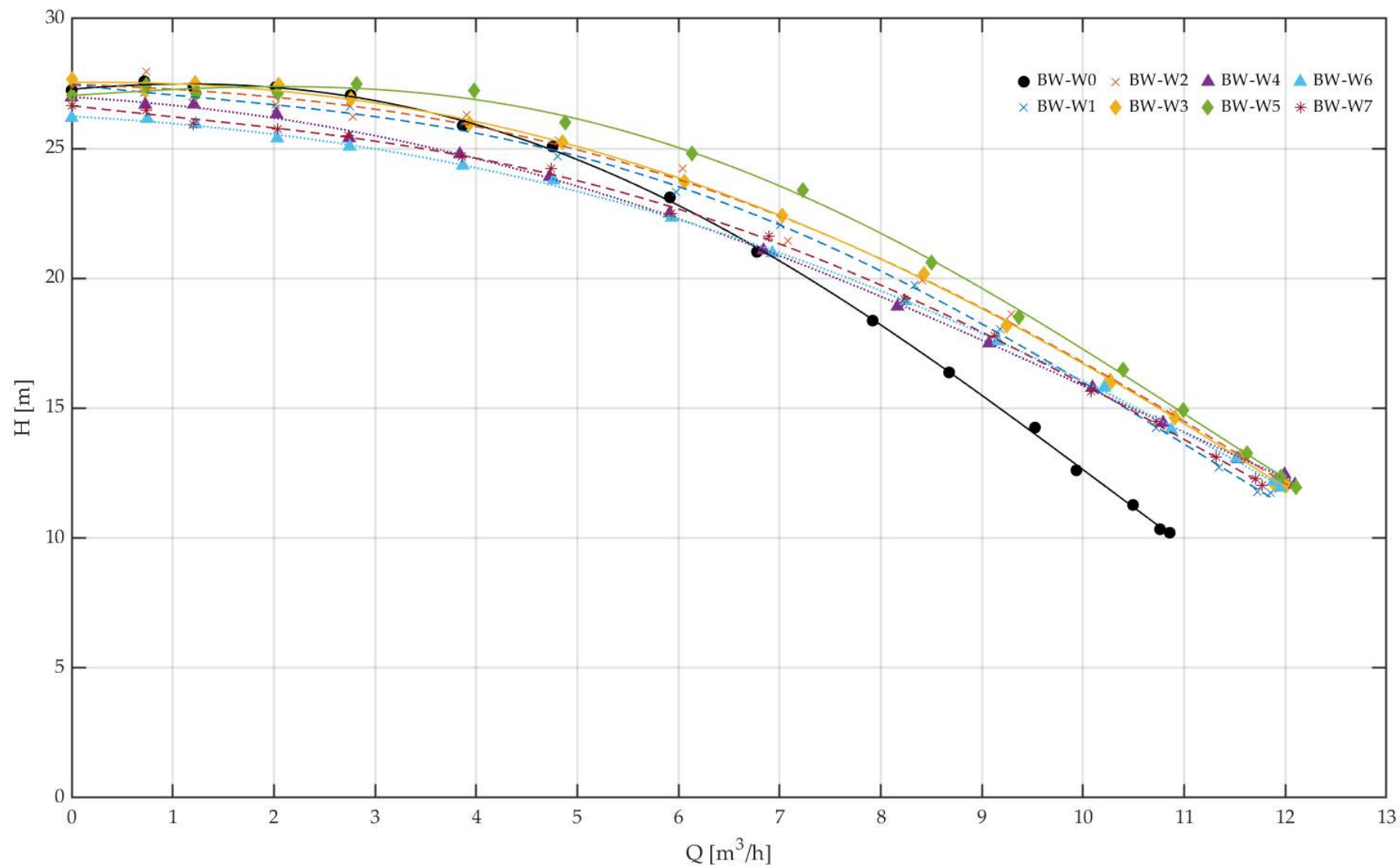
W niniejszym podrozdziale przedstawiono wyniki pomiarów uzyskane podczas wstępnych badań eksperymentalnych. Dane pomiarowe posłużyły do opracowania charakterystyk energetycznych maszyny, analizy jej parametrów pracy i wyboru wariantu konstrukcyjnego do etapu badań zasadniczych.

Warianty szczelinowe wywołały zauważalne zmiany $H(Q)$ i $\eta(Q)$ względem $BW-W0$ przy praktycznie niezmiennym przebiegu $P_w(Q)$. Dla wariantów $BW-W3$, $BW-W4$ i $BW-W7$ odnotowano spadek H w zakresie małych wydajności (do ok. $6 \text{ m}^3/\text{h}$), natomiast powyżej tej wartości krzywe $H(Q)$ przecinają przebieg $BW-W0$ i osiągają wyższe H . Sprawność w rejonie BEP wzrosła maksymalnie o ok. 4 p.p. ($BW-W0$: 39,47% \rightarrow $BW-W5$: 43,33%), a maksimum η przesunęło się w stronę większych Q . Maksymalna wydajność wzrosła z ok. 11,0 do ok. $12,0 \text{ m}^3/\text{h}$.

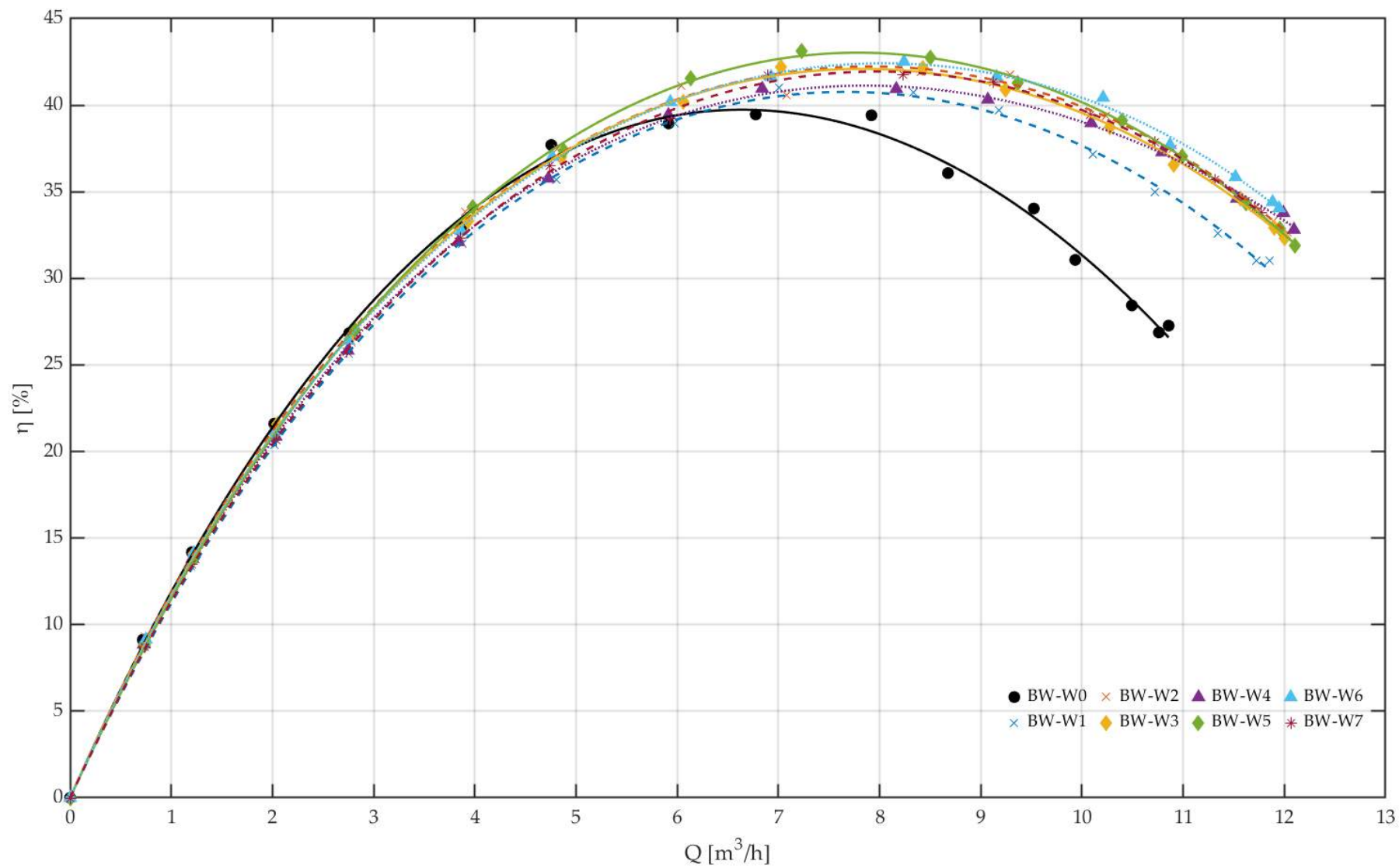
Analiza charakterystyk wysokości podnoszenia $H(Q)$ (rys. 5.4) pokazuje wyraźne zróżnicowanie przebiegów dla poszczególnych wariantów wirników szczelinowych względem wirnika referencyjnego $BW-W0$. Dla części wariantów (m.in. $BW-W3$, $BW-W4$ i $BW-W7$) w zakresie małych wydajności obserwuje się obniżenie H w porównaniu z $BW-W0$, natomiast wraz ze wzrostem przepływu krzywe te przecinają przebieg referencyjny i dla większych wartości Q uzyskują wyższe wartości H . Zauważalne jest również, że przebiegi $H(Q)$ dla wirników ze szczelinami są na ogół mniej strome niż dla $BW-W0$, co wskazuje na mniejszą zmianę wysokości podnoszenia przy wzroście przepływu.

Na charakterystykach sprawności $\eta(Q)$ (rys. 5.5) widoczny jest wzrost poziomu sprawności dla wariantów szczelinowych względem wirnika referencyjnego, szczególnie w zakresie średnich i większych przepływów. Jednocześnie maksimum sprawności w wariantach ze szczelinami jest przesunięte w stronę większych wartości Q , a pagórek sprawności ma bardziej spłaszczony przebieg, co oznacza wolniejsze obniżanie sprawności po osiągnięciu maksimum. Na wykresach widoczna jest także zmiana zakresu osiągniętych przepływów w porównaniu z wariantem referencyjnym.

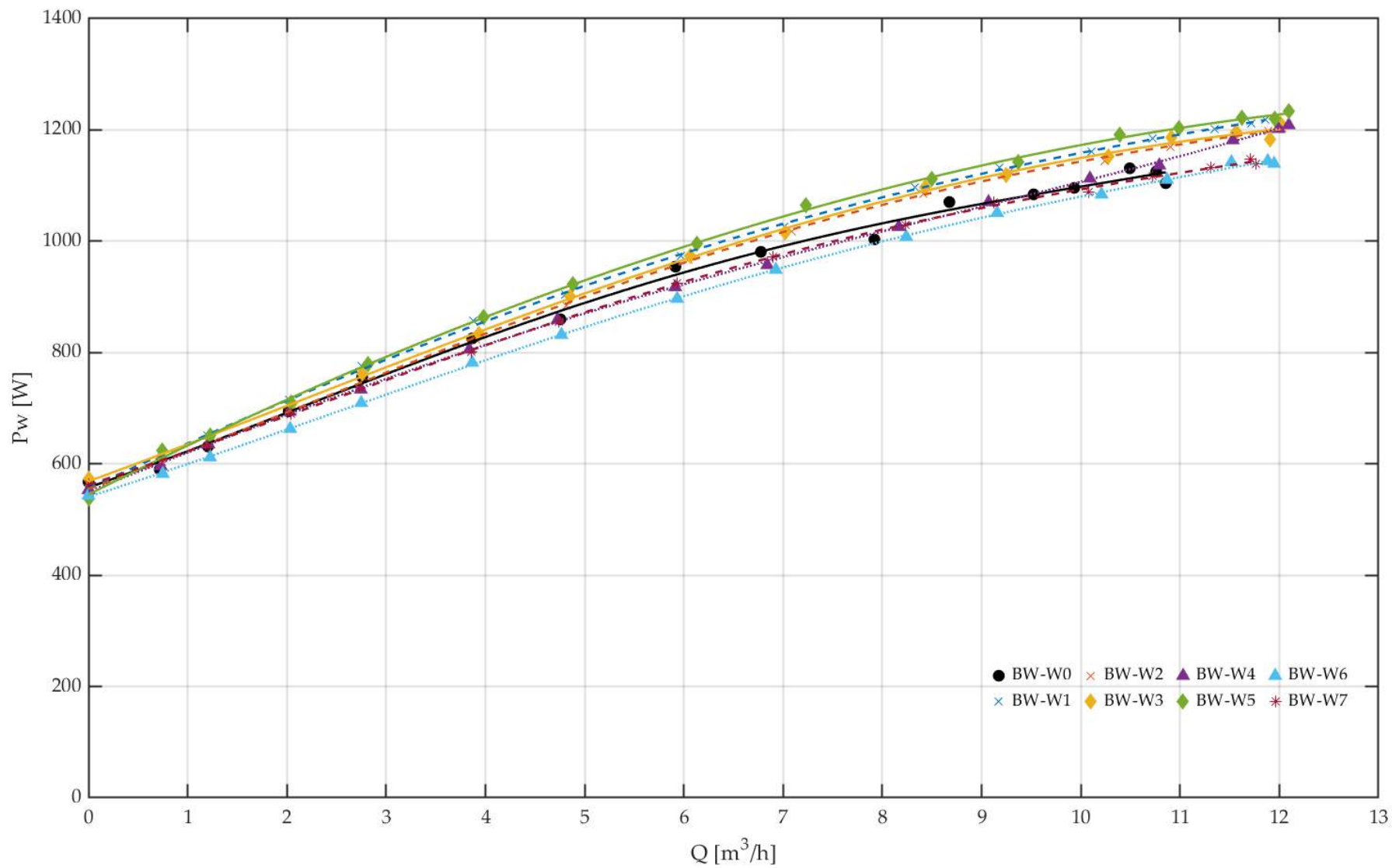
Charakterystyki mocy na wale $P_w(Q)$ (rys. 5.6) mają bardzo zbliżony przebieg dla wszystkich badanych wirników. Różnice pomiędzy wariantami są niewielkie w całym analizowanym zakresie przepływów, a krzywe w znacznym stopniu się pokrywają. Widoczne jest jednak, że wartości P_w dla wariantów z łopatką wtórną po stronie biernej: $BW-W4$, $BW-W6$ oraz podwójną szczeliną $BW-W7$ pozostają zbliżone do wariantu $BW-W0$. Natomiast dla pozostałych wirników są one wyższe, szczególnie w przypadku $BW-W5$.



Rysunek 5.4. Charakterystyka wysokości podnoszenia



Rysunek 5.5. Charakterystyka sprawności



Rysunek 5.6. Charakterystyka mocy na wale pompy

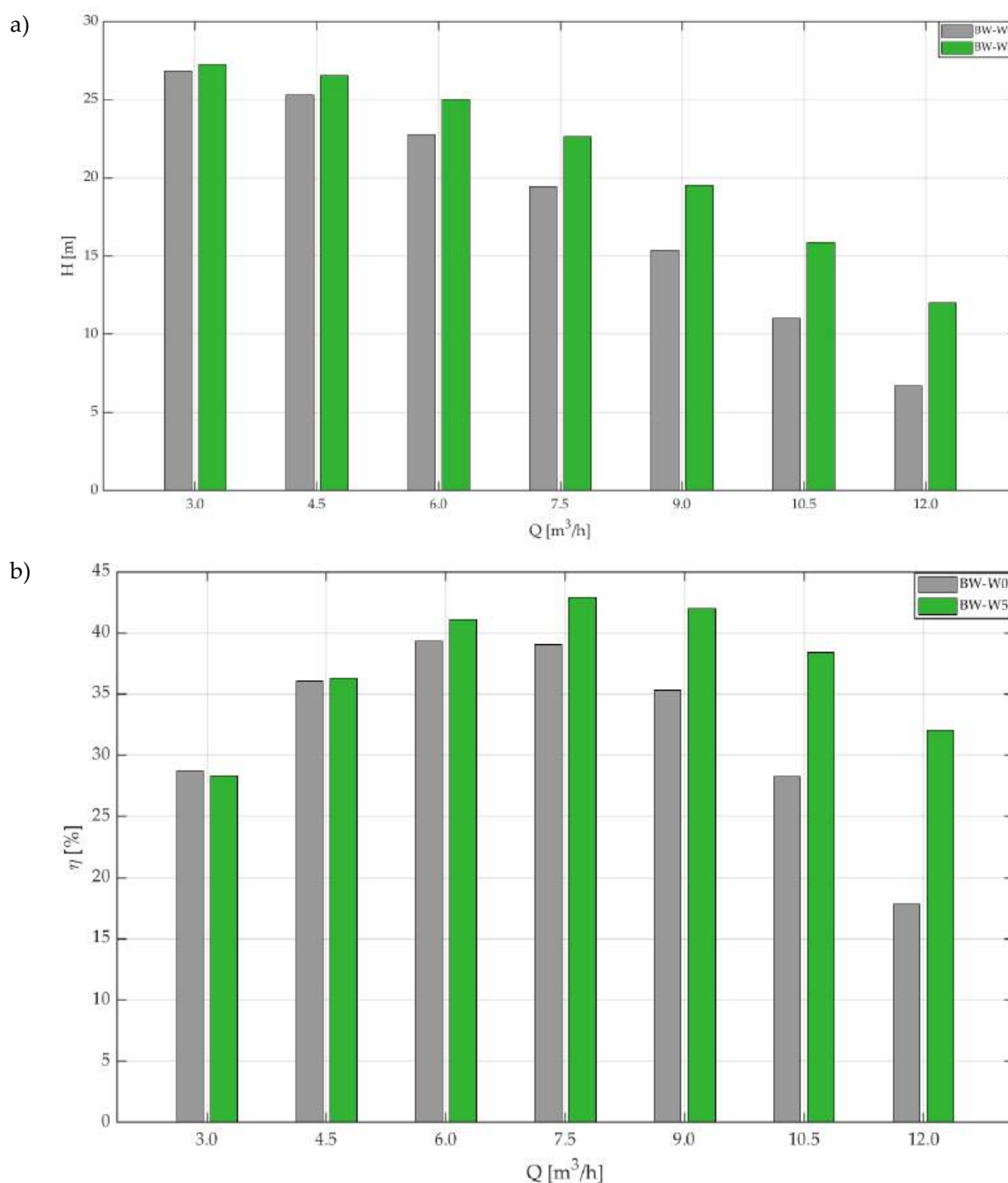
Na bazie analizy rys. 5.4–5.6 można sformułować następujące wnioski:

- 1) Wprowadzenie szczelin w łopatkach, w większości przypadków, skutkowało wzrostem wysokości podnoszenia H w porównaniu z wirnikiem referencyjnym $BW-W0$.
- 2) Wirniki $BW-W3$, $BW-W4$ i $BW-W7$ osiągały niższe wartości H przy małych wydajnościach (do ok. $6 \text{ m}^3/\text{h}$), natomiast powyżej tej wartości uzyskiwały H większe niż $BW-W0$.
- 3) Charakterystyki $H(Q)$ dla wirników szczelinowych były mniej strome niż dla wirnika referencyjnego, co wskazuje na łagodniejszą zmianę wysokości podnoszenia wraz ze wzrostem przepływu.
- 4) Wszystkie wirniki ze szczelinami wykazały wyższą sprawność η niż $BW-W0$, szczególnie dla $Q > \text{ok. } 6 \text{ m}^3/\text{h}$.
- 5) Maksymalny przyrost sprawności w punkcie optymalnym wyniósł 3,86 p.p. (ok. 9,8% względnie): $BW-W0 - 39,47\%$, $BW-W5 - 43,33\%$.
- 6) Zaobserwowano wzrost maksymalnej wydajności pompy z ok. $11 \text{ m}^3/\text{h}$ do ok. $12 \text{ m}^3/\text{h}$.
- 7) Dla wirników szczelinowych punkt maksymalnej sprawności przesunął się w kierunku większych przepływów, a pagórek sprawności stał się bardziej płaski.
- 8) Krzywe mocy na wale $P_w(Q)$ wirników z łopatką wtórną po stronie biernej $BW-W4$ i $BW-W6$ oraz z podwójną szczeliną $BW-W7$ były bardzo zbliżone do $BW-W0$, pozostałe wirniki uzyskały nieco większe wartości $P_w(Q)$.
- 9) Poprawa parametrów hydraulicznych (H , η) w wariantach szczelinowych wynika głównie ze zmniejszenia strat hydraulicznych i korzystniejszej organizacji przepływu wewnętrznego, a nie ze wzrostu poboru mocy.
- 10) Uzyskane wyniki potwierdzają hipotezę $H1$ w zakresie badań wstępnych: geometria szczeliny istotnie modyfikuje przebiegi $H(Q)$ i $\eta(Q)$, a skala zmian zależy od obszaru pracy względem BEP (spadki H przy małych Q oraz poprawa parametrów dla większych Q).**

Uzyskane wyniki pomiarów pozwoliły na wstępną ocenę wpływu szczelin w łopatkach wirnika na charakterystyki energetyczne pompy oraz stanowiły podstawę do wyznaczenia dalszego kierunku badań.

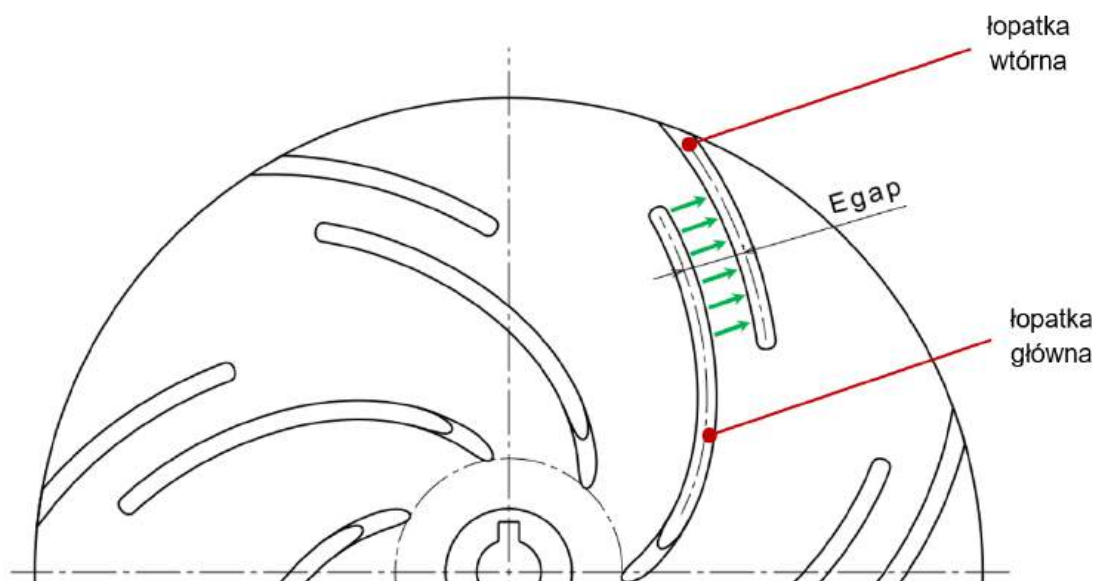
5.3 WPŁYW ZASTOSOWANIA ŁOPATKI SZCZELINOWEJ

Dla ułatwienia porównania wirnika referencyjnego *BW-W0* oraz wybranego, ze względu na największą wartość sprawności w BEP, wariantu szczelinowego *BW-W5* zestawiono wartości H i η w kilku reprezentatywnych punktach pracy (rys. 5.7a–5.7b). W całym analizowanym zakresie wydajności *BW-W5* osiąga wyższe wartości H oraz wyraźnie wyższą sprawność η , przy czym różnice rosną wraz ze wzrostem Q . Zestawienie to potwierdza, że wariant *BW-W5* stanowi najkorzystniejszy punkt wyjścia do dalszych badań zasadniczych.



Rysunek 5.7. Porównanie *BW-W0* i *BW-W5* w wybranych punktach wydajności: a) $H(Q)$, b) $\eta(Q)$

Zgodnie z uzyskanymi wynikami i sformułowanymi wnioskami do dalszych prac wybrano wariant łopatkki szczelinowej z przesunięciem wtórnej części łopatkki w kierunku strony czynnej łopatkki głównej (BW–W5) – rys. 5.8.



Rysunek 5.8. Wybór rozwiązania konstrukcyjnego szczeliny do badań zasadniczych

Na podstawie badań wstępnych wytypowano zestaw parametrów geometrycznych szczelin w łopatkach, możliwych do wykonania w przyjętej technologii i zapewniających powtarzalność wykonania. Dla wariantu przyjętego do badań zasadniczych określono zakresy zmian parametrów szczeliny (R_{1gap} , L_{gap} , E_{gap}), obejmujące wartość minimalną, punkt centralny oraz wartość maksymalną. Dane przedstawiono w tab. 5.3.

Tabela 5.3. Zakresy parametrów geometrycznych szczeliny przyjętych do badań zasadniczych

Nazwa parametru	Symbol	Wartość minimalna	Punkt centralny	Wartość maksymalna
Promień położenia szczeliny	R_{1gap} , mm	38,00	50,00	62,00
Długość szczeliny	L_{gap} , mm	2,00	5,00	8,00
Szerokość szczeliny	E_{gap} , mm	6,00	8,00	10,00

5.4 ZAKRES STOSOWALNOŚCI SZCELIN

Wyniki uzyskane dla wirników o szerokości $b = 2$ mm wskazały korzystny wpływ zastosowania szczelin na parametry pracy pompy przy wyróżniku szybkobieżności $n_q = 12,68$. W literaturze opisującej łopatkki szczelinowe [75–85] przedstawia się ich wpływ na przebieg charakterystyk i zjawiska przepływowe, jednak często bez jednoznacznego odniesienia do zakresu wartości n_q , w którym

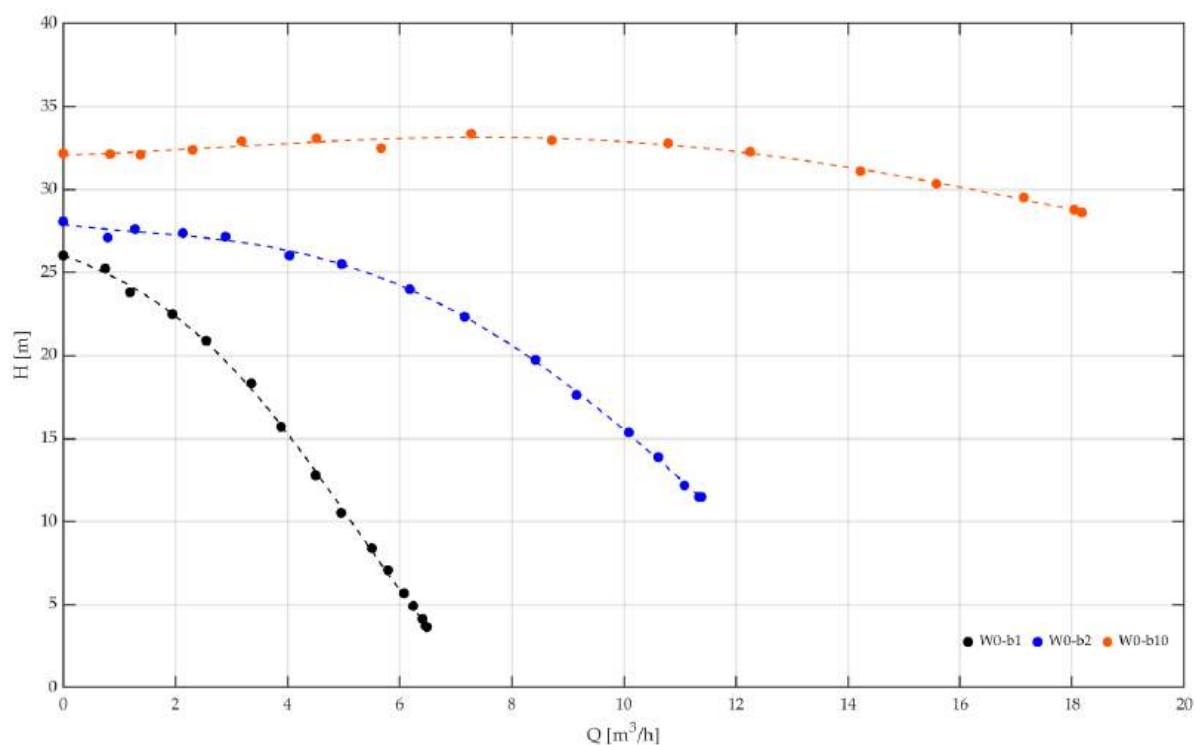
rozwiązanie działa. Z tego względu wykonano badania mające na celu wyznaczenie zakresu stosowalności łopatek szczelinowych dla analizowanej geometrii wirnika.

W pierwszym etapie przeprowadzono serię badań eksperymentalnych dla wirników referencyjnych z łopatkami ciągłymi. Badania wykonano dla wirników o tej samej geometrii podstawowej (o niezmiennym kształcie łopatki prostokątnej), różniących się wyłącznie szerokością wirnika: $b = 1$ mm, 2 mm oraz 10 mm. Taki dobór wariantów umożliwił wyznaczenie dolnej i górnej wartości wyróżnika szybkobieżności osiągalnej na stanowisku badawczym, a także wskazanie wariantów przeznaczonych do dalszej weryfikacji wpływu szczelin.

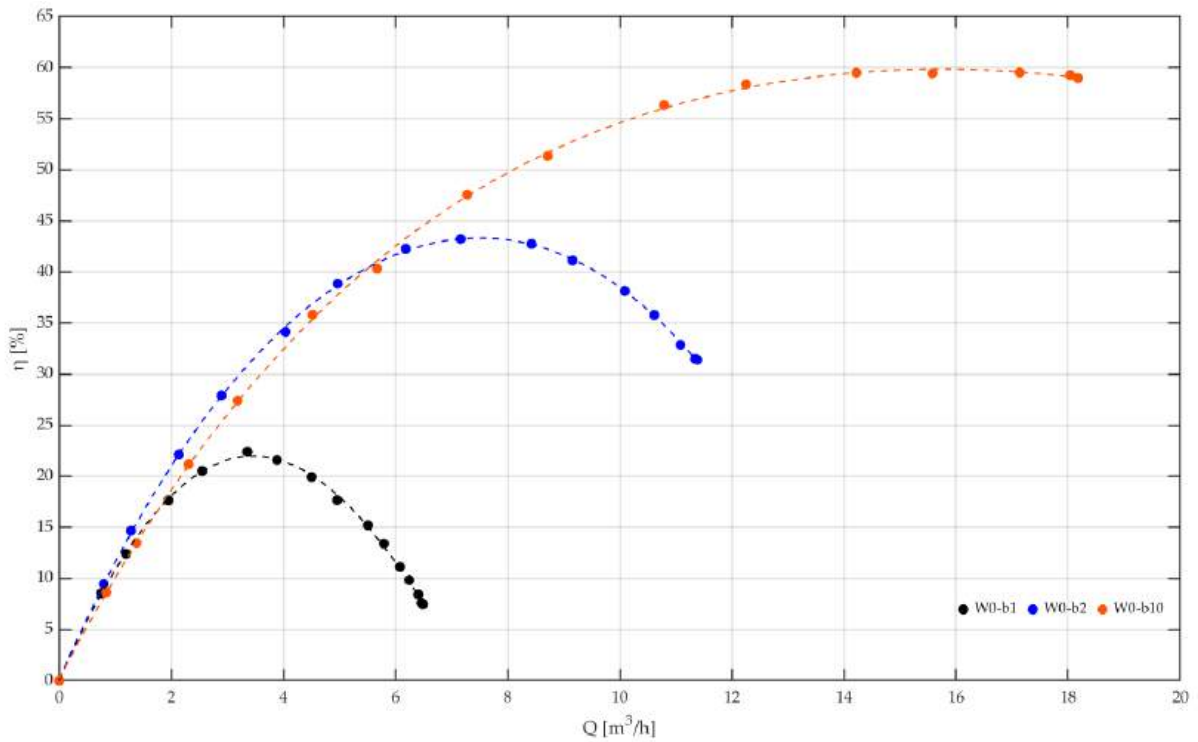
Celem badań było:

- wyznaczenie zależności wartości wyróżnika szybkobieżności od szerokości wirnika $n_q(b)$ dla wirników referencyjnych,
- określenie zakresu (n_q), w którym zastosowanie łopatek szczelinowych może prowadzić do zmian parametrów pracy pompy,
- zweryfikowanie zakresu stosowalności łopatek szczelinowych dla możliwie niskich i możliwie wysokich wartości n_q osiągalnych na stanowisku.

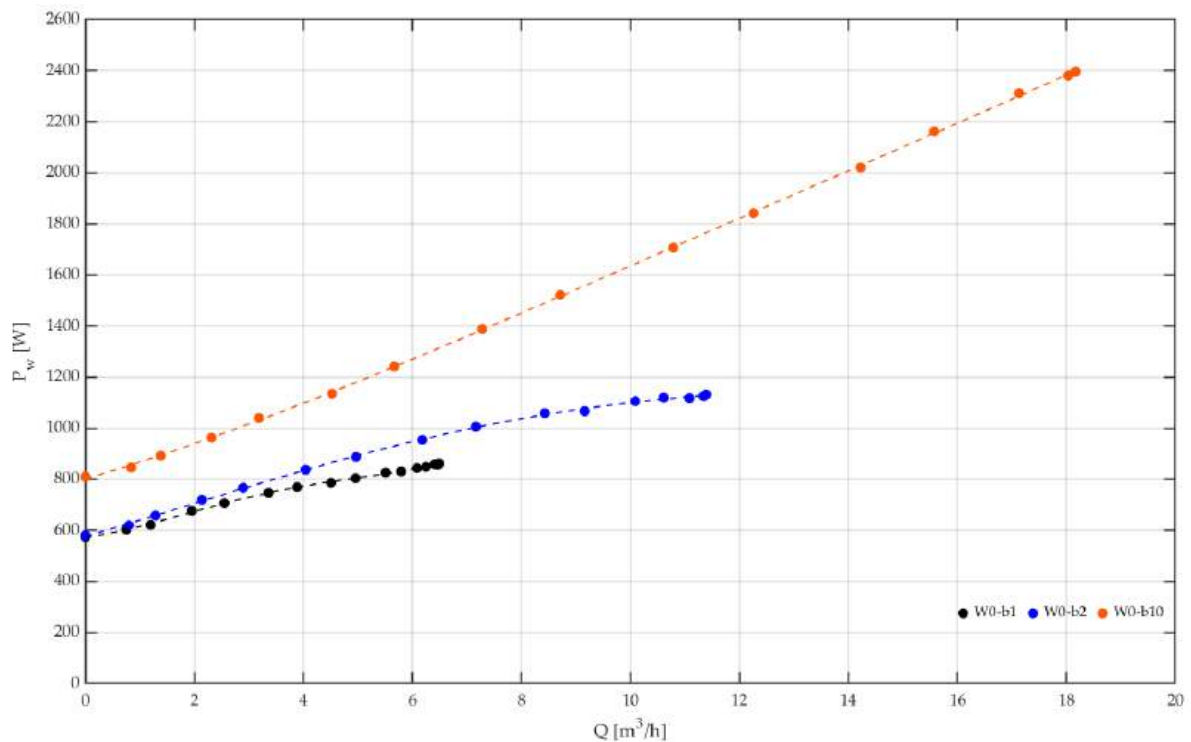
Dla wirników referencyjnych o szerokościach $b = 1$, 2 i 10 mm wyznaczono charakterystyki: $H(Q)$ (rys. 5.9), $\eta(Q)$ (rys. 5.10) oraz $P_w(Q)$ (rys. 5.11).



Rysunek 5.9. Wysokość podnoszenia w funkcji wydajności dla wirników o różnej szerokości b



Rysunek 5.10. Sprawność w funkcji wydajności dla wirników o różnej szerokości b



Rysunek 5.11. Moc na wale pompy w funkcji wydajności dla wirników o różnej szerokości b

Uzyskane przebiegi wykazują jednoznaczny, uporządkowany charakter, wraz ze wzrostem szerokości wirnika b rosną: wysokość podnoszenia, maksymalna sprawność oraz moc na wale. Rozmieszczenie krzywych odpowiada zależnościom

wynikającym ze zmiany szerokości wirnika, opisywanym w literaturze [12,13,17–19]. Brak wartości odstających oraz powtarzalny charakter przebiegów potwierdzają poprawne działanie stanowiska pomiarowego i wiarygodność uzyskanych wyników w całym analizowanym zakresie zmian szerokości wirników.

Wyróżnik szybkobieżności n_q wyznaczono dla każdego wirnika referencyjnego, przyjmując jako punkt odniesienia punkt BEP. Jednoczesna zmiana wartości Q_{BEP} i H_{BEP} wraz ze wzrostem szerokości b powoduje, że zależność $n_q(b)$ nie jest ściśle monotoniczna. Punkt BEP jest rezultatem współdziałania elementów wirujących i stacjonarnych [12,13,17,32,33], dlatego zmiana szerokości wirnika również wpływa na warunki jego współpracy z kanałem koncentrycznym, co znajduje odzwierciedlenie w przesunięciu położenia BEP oraz zmianie wartości Q_{BEP} oraz H_{BEP} .

Tabela 5.4. Wyróżniki szybkobieżności w funkcji szerokości wirnika

Oznaczenie wirnika	$b_1 = b_2$ [mm]	η [%]	Q [m ³ /h]	H [m]	n_q
W0-b1	1,0	22,41	3,36	18,33	9,90
W0-b2	2,0	43,23	7,16	22,33	12,46
W0-b10	10,0	59,52	17,13	29,53	15,63

Na podstawie badań referencyjnych stwierdzono, że zakres wartości wyróżnika szybkobieżności możliwy do uzyskania na stanowisku dla analizowanej geometrii wirnika zawiera się w przedziale od $n_q = 9,90$ do $n_q = 15,63$. Najniższą wartość uzyskano dla wirnika o szerokości $b = 1$ mm, natomiast najwyższą dla wirnika o szerokości $b = 10$ mm. Oznacza to, że wariant $b = 1$ mm odpowiada dolnej granicy badanego zakresu, a wariant $b = 10$ mm – granicy górnej.

Na tej podstawie do weryfikacji zakresu stosowalności łopatek szczelinowych wytypowano dwa przypadki graniczne:

- $b = 1$ mm, dla którego uzyskano $n_q = 9,90$,
- $b = 10$ mm, dla którego uzyskano $n_q = 15,63$.

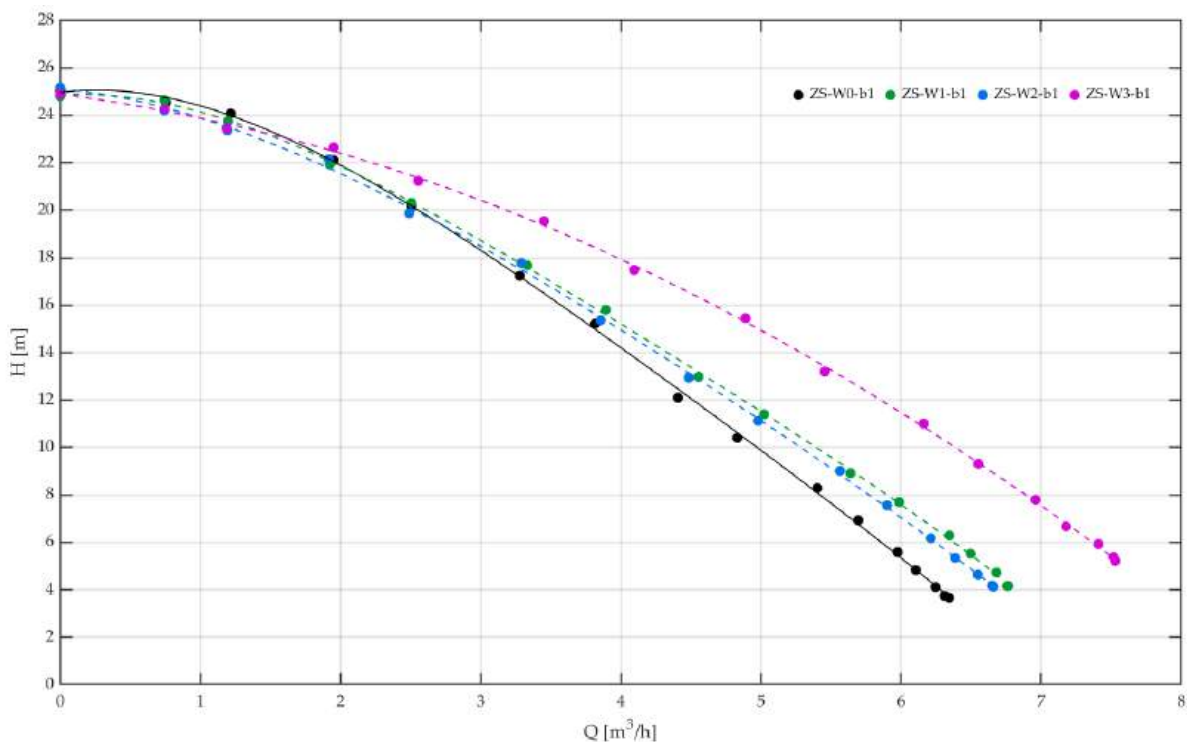
Dla obu analizowanych szerokości przeprowadzono badania eksperymentalne wariantu referencyjnego ZS-W0 oraz trzech identycznych wariantów szczelinowych ZS-W1, ZS-W2, ZS-W3. Geometrię badanych wirników przedstawiono w tab. 5.5.

Tabela 5.5. Geometrie badanych wirników

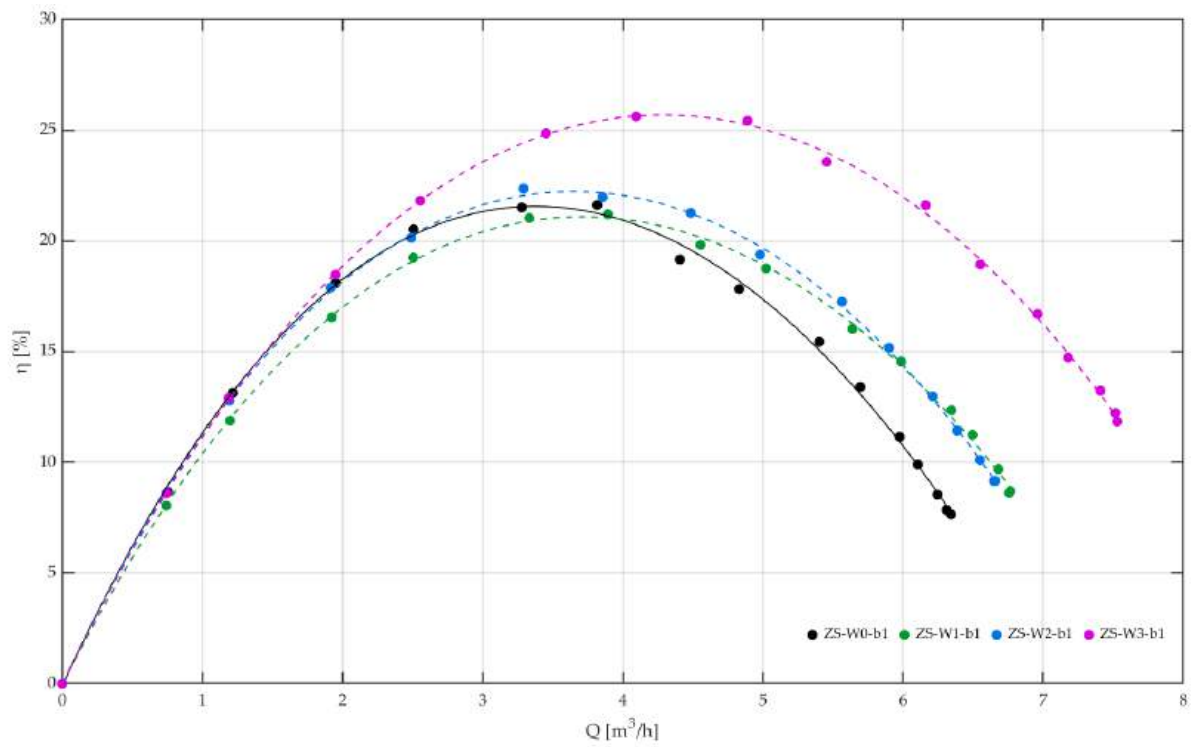
Oznaczenie wirnika	R_{1gap} [mm]	L_{gap} [mm]	E_{gap} [mm]
ZS-W0	–	–	–
ZS-W1	38	2	6
ZS-W2	50	5	8
ZS-W3	62	8	10

Wyniki badań eksperymentalnych przedstawiono najpierw dla wirników o szerokości $b = 1$ mm: $H(Q)$ (rys. 5.12), $\eta(Q)$ (rys. 5.13) oraz $P_w(Q)$ (rys. 5.14), a następnie dla wirników o szerokości $b = 10$ mm: $H(Q)$ (rys. 5.15), $\eta(Q)$ (rys. 5.16) oraz $P_w(Q)$ (rys. 5.17).

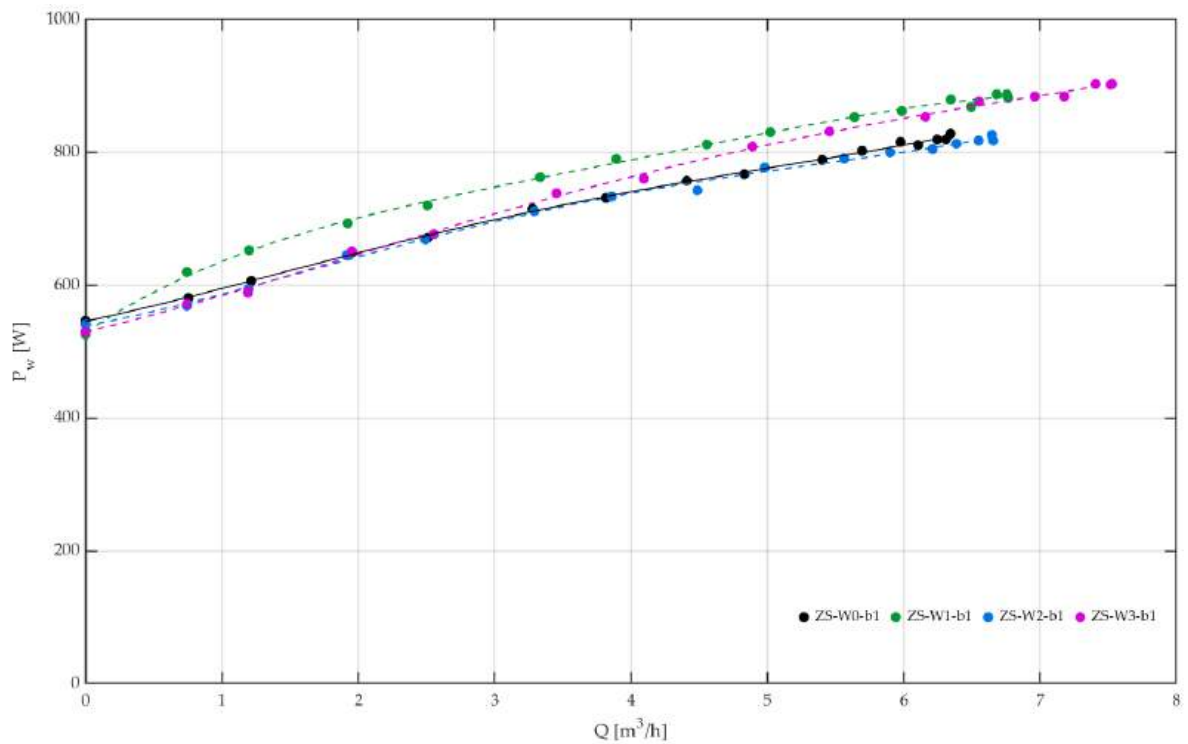
Dla $b = 1$ mm zastosowanie szczelin wpływa korzystnie na parametry pracy pompy. Charakterystyki $H(Q)$ dla wariantów szczelinowych przebiegają powyżej charakterystyki odniesienia $ZS-W0$, a największy przyrost wysokości podnoszenia uzyskano dla $ZS-W3$. Analogiczną tendencję obserwuje się w przebiegu sprawności: wariant $ZS-W3$ osiąga najwyższe wartości $\eta(Q)$, wariant $ZS-W2$ wykazuje umiarkowaną poprawę, natomiast wpływ wariantu $ZS-W1$ jest niewielki. Uzyskane wyniki potwierdzają zasadność stosowania szczelin przy $n_q = 9,90$, przy czym zakres zmian parametrów pracy zależy od geometrii szczeliny. Charakterystyki $P_w(Q)$ wykazują większe zróżnicowanie: wariant $ZS-W1$ osiąga najwyższe wartości mocy, $ZS-W2$ pozostaje zbliżony do wariantu odniesienia, natomiast $ZS-W3$ przyjmuje wartości niższe przy małych i wyższe przy większych wydajnościach.



Rysunek 5.12. Wysokość podnoszenia w funkcji wydajności dla wirników o $b = 1$ mm

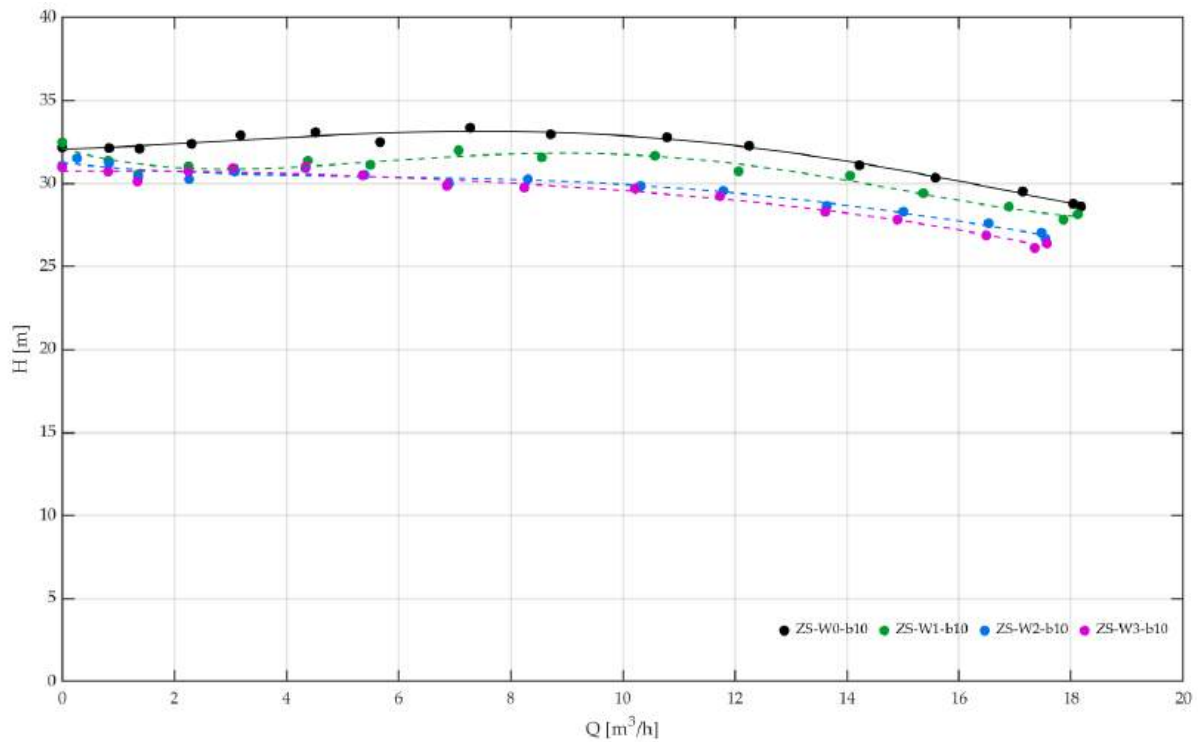


Rysunek 5.13. Sprawność w funkcji wydajności dla wirników o $b = 1$ mm

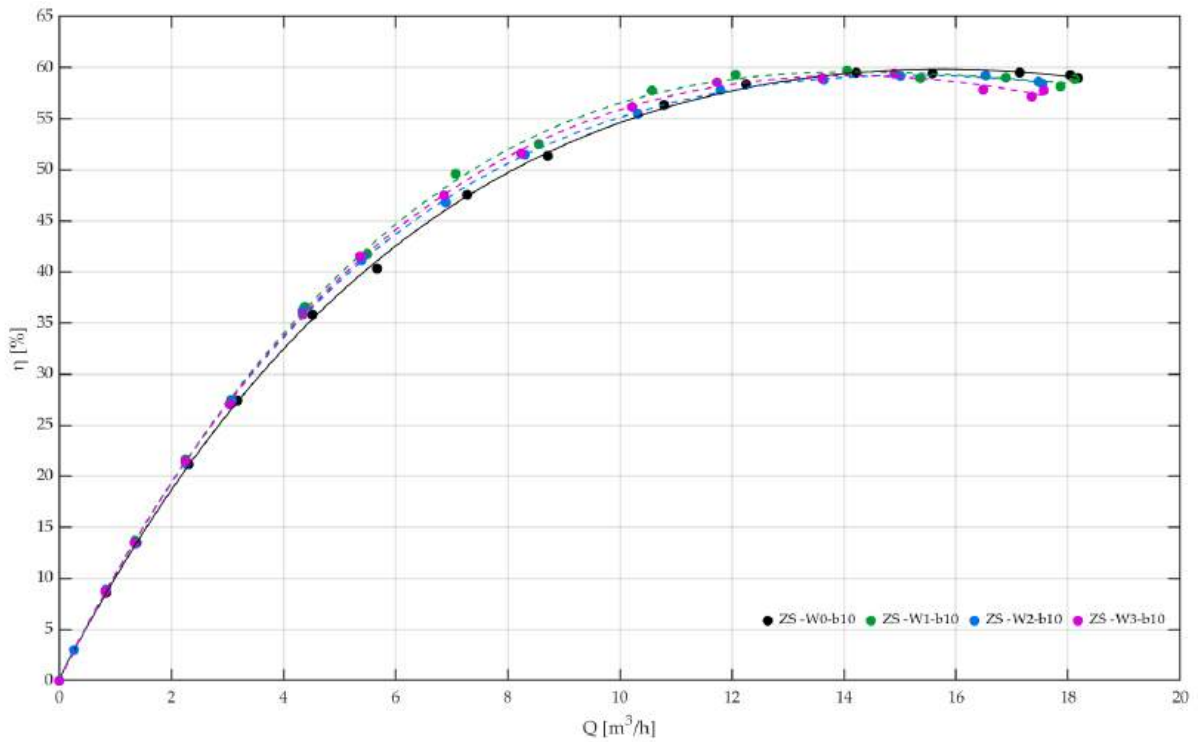


Rysunek 5.14. Moc na wale pompy w funkcji wydajności dla wirników o $b = 1$ mm

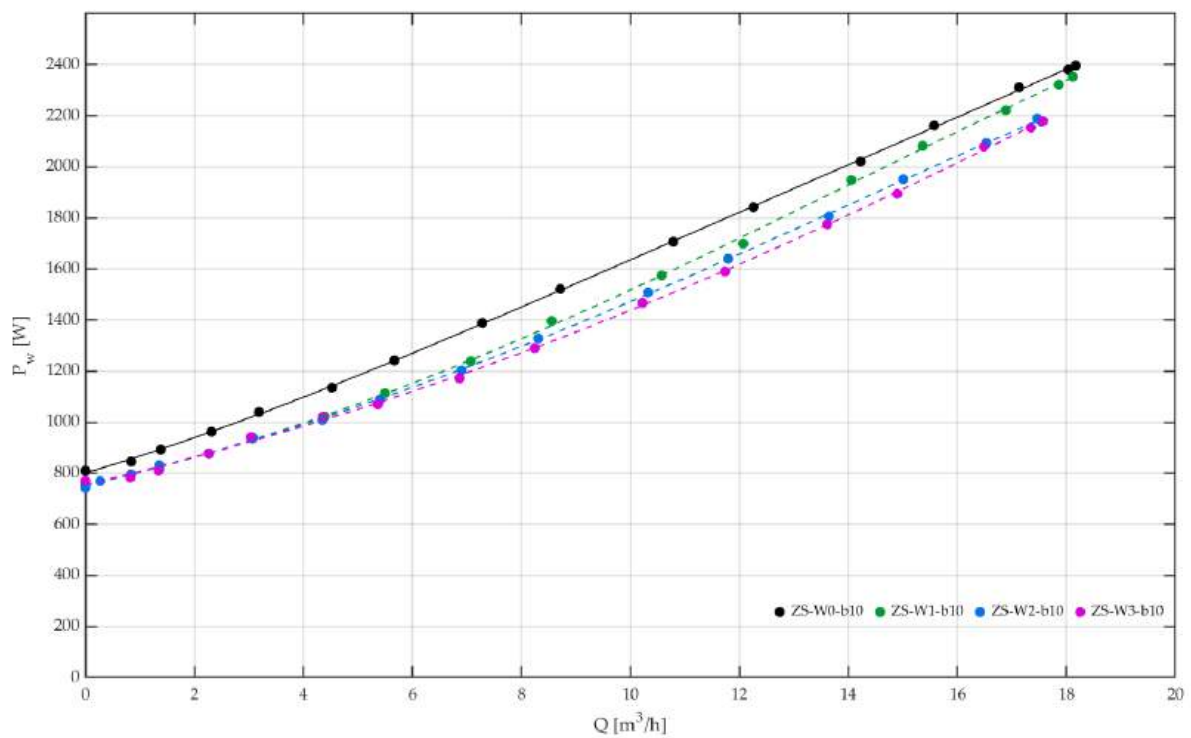
Dla $b = 10$ mm zastosowanie szczelin nie prowadzi do poprawy parametrów pracy pompy (rys. 5.15–5.17). Charakterystyki $H(Q)$ dla wariantów szczelinowych przebiegają poniżej charakterystyki odniesienia $ZS-W0$, a wraz ze wzrostem wartości parametrów geometrycznych szczeliny obserwuje się dalsze obniżanie wysokości podnoszenia. Odmienną tendencją niż dla $b = 1$ mm stwierdzono również w przebiegu sprawności: charakterystyki $\eta(Q)$ dla wariantów od $ZS-W1$ do $ZS-W3$ są do siebie zbliżone, a różnice względem wariantu odniesienia pozostają niewielkie. Dla $ZS-W1$ odnotowano różnicę $\Delta\eta = 0,18$ p.p., jednak mieści się ona w granicach niepewności pomiarowej, dlatego nie stanowi podstawy do stwierdzenia poprawy sprawności. Charakterystyki $P_w(Q)$ dla wariantów szczelinowych przyjmują wartości niższe w porównaniu z wirnikiem bazowym $ZS-W0$. Uzyskane wyniki wskazują, że przy $n_q = 15,63$ zastosowanie szczelin nie jest uzasadnione, a zwiększanie wymiarów szczeliny dodatkowo pogarsza przebieg charakterystyk pompy.



Rysunek 5.15. Wysokość podnoszenia w funkcji wydajności dla wirników o $b = 10$ mm



Rysunek 5.16. Sprawność w funkcji wydajności dla wirników o $b = 10$ mm



Rysunek 5.17. Moc na wale pompy w funkcji wydajności dla wirników o $b = 10$ mm

Na podstawie badań zakresu stosowalności łopatek szczelinowych sformułowano następujące wnioski:

- 1) Zakres wartości wyróżnika szybkobieżności możliwy do uzyskania na stanowisku dla analizowanej geometrii wirnika wynosi od $n_q = 9,90$ do $n_q = 15,63$.
- 2) Do weryfikacji zakresu stosowalności szczelin przyjęto dwa przypadki graniczne: $b = 1$ mm jako dolną granicę oraz $b = 10$ mm jako granicę górną.
- 3) Dla $b = 1$ mm i $n_q = 9,90$ stwierdzono korzystny wpływ zastosowania szczelin na przebieg charakterystyk pompy, w szczególności wzrost wysokości podnoszenia oraz poprawę sprawności dla wybranych wariantów geometrycznych.
- 4) Spośród badanych wirników dla $b = 1$ mm najkorzystniejsze wyniki uzyskano dla wariantu ZS-W3, co potwierdza, że przy niskich wartościach n_q zastosowanie szczelin może mieć korzystny wpływ na parametry pracy pompy.
- 5) Dla $b = 10$ mm i $n_q = 15,63$ nie wykazano korzyści wynikających z zastosowania łopatek szczelinowych względem wirnika referencyjnego,
- 6) Dla $b = 10$ mm charakterystyki $H(Q)$ wariantów szczelinowych przebiegają poniżej krzywej referencyjnej, a różnice w sprawności są niewielkie i nie potwierdzają poprawy działania pompy,
- 7) Wartość $n_q = 15,63$ należy zatem traktować jako górną granicę stosowalności badanego rozwiązania szczelinowego dla analizowanej geometrii wirnika.

Podsumowując, przeprowadzone badania wykazały, że skuteczność zastosowania łopatek szczelinowych zależy od wartości wyróżnika szybkobieżności. Dla dolnej granicy badanego zakresu, odpowiadającej wirnikowi o szerokości $b = 1$ mm, uzyskano korzystny wpływ szczelin na parametry pracy pompy. Natomiast dla górnej granicy, odpowiadającej wirnikowi o szerokości $b = 10$ mm i wartości $n_q = 15,63$, nie potwierdzono zasadności ich stosowania.

Na podstawie uzyskanych wyników, przy uwzględnieniu ograniczeń stanowiskowych, przyjęto, że granica stosowalności szczelin w łopatkach mieści się w zakresie wartości wyróżnika szybkobieżności $n_q \approx 13-15$.

W konsekwencji do badań zasadniczych przyjęto wirniki o szerokości $b = 1$ mm oraz $b = 2$ mm, odpowiadające zakresowi niskich wartości n_q .

6 BADANIA ZASADNICZE

Badania zasadnicze stanowią etap ukierunkowany na ilościową ocenę wpływu parametrów geometrycznych szczeliny w łopatkach wirnika na charakterystyki energetyczne pompy. Zakres analizowanych zmiennych wyznaczono na podstawie analizy wymiarowej, natomiast dobór wariantów badawczych przeprowadzono zgodnie z planem eksperymentu CCD. Celem tego etapu jest nie tylko wyznaczenie zależności pomiędzy geometrią szczeliny a parametrami pracy pompy, lecz również ich ilościowy opis z wykorzystaniem analizy statystycznej i modeli regresyjnych. Uzupełnieniem badań eksperymentalnych były obliczenia CFD, wykorzystane do analizy zjawisk przepływowych w wirniku oraz wyjaśnienia mechanizmów odpowiedzialnych za obserwowane zmiany parametrów pracy pompy.

6.1 ANALIZA WYMIAROWA

Analiza wymiarowa umożliwia formułowanie równań fizycznych w sposób wymiarowo poprawny i niezależny od układu jednostek, a także redukuje liczbę zmiennych opisujących złożone zjawiska [88]. Stanowi podstawowe narzędzie w inżynierii do ustalania warunków podobieństwa i identyfikacji parametrów kluczowych dla badanego procesu. Jej zastosowania obejmują mechanikę płynów, aerodynamikę, inżynierię mechaniczną, termodynamikę, a także obszary takie jak astrofizyka czy ekonomia [89,90].

Metoda polega na poprawnym doborze zmiennych, zasadzie jednorodności wymiarowej oraz twierdzeniu Buckinghama, które pozwala sprowadzić układ n zmiennych i m niezależnych wymiarów do $(n-m)$ grup bezwymiarowych [88]. Uzyskane kryteria podobieństwa umożliwiają porównywanie modeli i obiektów rzeczywistych, natomiast relacje między grupami bezwymiarowymi wymagają określenia eksperymentalnego lub numerycznego [88].

6.1.1 ZAŁOŻENIE WSTĘPNE

W celu określenia parametrów determinujących pracę pompy wirowej o niskim wyróżniku szybkoobrotowości, wyposażonej w wirnik z łopatkami szczelinowymi, przeprowadzono analizę wymiarową. Na potrzeby tej analizy sformułowano zestaw założeń upraszczających, mających na celu ujednoczenie warunków odniesienia oraz ograniczenie liczby zmiennych podlegających dalszemu opracowaniu:

- 1) geometria wirnika jest niezmienna – średnica wirnika, szerokość kanałów przepływowych wirnika oraz profil łopatek pozostają takie same dla wszystkich analizowanych wariantów;
- 2) łopatki wirnika są rozmieszczone równomiernie, a ich liczba i szerokość są stałe;
- 3) porównywane wirniki wykonywane są z tego samego materiału i w tej samej technologii, co zapewnia zbliżoną chropowatość powierzchni i porównywalne straty tarcz wirujących.

Modyfikacja geometrii ogranicza się do wprowadzenia szczelin w łopatkach wirnika. Każda szczelina opisana jest trzema parametrami geometrycznymi: początkowym promieniem położenia szczeliny R_{1gap} , jej długością L_{gap} oraz szerokością (E_{gap}). Oznacza to, że jedyną zmiennością geometryczną pomiędzy porównywanymi wirnikami są parametry szczelin, przy zachowaniu niezmiennej geometrii zasadniczej wirnika.

Analizę wymiarową wykonano zgodnie z zasadami doboru zmiennych opisanymi m.in. przez Sonina [88]. W ramach opisu układu wyodrębniono trzy kategorie wielkości wpływających na pracę pompy: geometryczne (obejmujące wymiary wirnika i szczeliny), materiałowe (właściwości cieczy roboczej, takie jak gęstość i lepkość) oraz procesowe (parametry pracy pompy, m.in. wydajność, prędkość obrotowa i moc na wale pompy). Podział ten ma na celu jednoznaczne uporządkowanie zmiennych wykorzystywanych w dalszej części dysertacji.

6.1.2 WPŁYW WIELKOŚCI GEOMETRYCZNYCH NA PRZEKAZYWANIE ENERGII DO CIECZY

Energia właściwa pompy może być opisana jako funkcja zestawu niezależnych wielkości geometrycznych, hydraulicznych oraz materiałowych układu. W ogólnej postaci zapisano ją jako:

$$Y = g \cdot H = f(Q, P_w, \rho, v, n, d_2, \beta_1, \beta_2, R_{gap}, L_{gap}, E_{gap}). \quad (6.1)$$

Analizie porównawczej poddano wirniki o identycznej geometrii głównego układu przepływowego (stałe kąty β_1 i β_2), funkcję (6.1) można uprościć i zapisać w postaci:

$$Y = g \cdot H = f(Q, P_w, \rho, v, n, d_2, R_{gap}, L_{gap}, E_{gap}). \quad (6.2)$$

Tabela 6.1. Zestawienie wielkości fizycznych, oznaczeń i odpowiadających im wymiarów

Lp.	Wielkość/nazwa parametru	Symbol	[m]	[kg]	[s]
1.	Energia jednostkowa	$Y = g \cdot H$	2	0	-2

2.	Wydajność pompy	Q	3	0	-1
3.	Moc	P_w	2	1	-3
4.	Gęstość czynnika	ρ	-3	1	0
5.	Lepkość kinematyczna czynnika	ν	2	0	-1
6.	Prędkość obrotowa	n	0	0	-1
7.	Średnica zewnętrzna wirnika	d_2	1	0	0
8.	Promień położenia szczeliny	R_{1gap}	1	0	0
9.	Długość szczeliny	L_{gap}	1	0	0
10.	Szerokość szczeliny	E_{gap}	1	0	0

Wszystkie uwzględnione w analizie zmienne można przedstawić w postaci kombinacji trzech wielkości podstawowych układu SI: długości [m], masy [kg] oraz czasu [s]. W związku z tym, że zbiór rozpatrywanych parametrów ma jednoznacznie określoną strukturę wymiarową, możliwe jest zastosowanie drugiego twierdzenia Buckinghama, które zgodnie z ujęciem przedstawionym m.in. przez Siedowa [91], Kasprzaka i Łysika [92,93], Müllera [94] oraz Sonina [88] – pozwala sprowadzić zależność opisującą układ do postaci funkcji modułów bezwymiarowych:

$$\pi_1 = f(\pi_2, \pi_3, \pi_4, \pi_5, \pi_6, \pi_7, \pi_8, \pi_9, \pi_{10}) = 0. \quad (6.3)$$

Na podstawie zaleceń przedstawionych przez Łazarkiewicza i Troskolańskiego [17,95] jako zestaw zmiennych niezależnych wymiarowo przyjęto: gęstość cieczy $\rho - \pi_4$, prędkość obrotową wirnika $n - \pi_6$ oraz jego średnicę zewnętrzną $d_2 - \pi_7$. Z uwagi na ich wymiarową niezależność zmienne te mogą zostać wykorzystane jako wielkości powtarzające w procedurze Buckinghama [91–94], co umożliwia wyznaczenie kolejnych iloczynów bezwymiarowych Π :

$$\pi_1 = \rho_1^a \cdot n_1^b \cdot d_{21}^c \cdot gH, \quad (6.4)$$

$$\pi_2 = \rho_2^a \cdot n_2^b \cdot d_{22}^c \cdot Q, \quad (6.5)$$

$$\pi_3 = \rho_3^a \cdot n_3^b \cdot d_{23}^c \cdot P_w, \quad (6.6)$$

$$\pi_5 = \rho_5^a \cdot n_5^b \cdot d_{25}^c \cdot \nu, \quad (6.7)$$

$$\pi_8 = \rho_8^a \cdot n_8^b \cdot d_{28}^c \cdot R_{1gap}, \quad (6.8)$$

$$\pi_9 = \rho_9^a \cdot n_9^b \cdot d_{29}^c \cdot L_{gap}, \quad (6.9)$$

$$\pi_{10} = \rho_{10}^a \cdot n_{10}^b \cdot d_{2_{10}}^c \cdot E_{gap}, \quad (6.10)$$

Po weryfikacji struktury wymiarowej wyznaczonych iloczynów bezwymiarowych, ich ostateczna postać analityczna jest następująca:

- Dla π_1 :

$$[m^{-3} \cdot kg^1 \cdot s^0]_1^a \cdot [m^0 \cdot kg^0 \cdot s^{-1}]_1^b \cdot [m^1 \cdot kg^0 \cdot s^0]_1^c \cdot [m^2 \cdot kg^0 \cdot s^{-2}] = 0, \quad (6.11)$$

$$\begin{cases} -3a_1 + c_1 + 2 = 0 \\ a_1 = 0 \\ -b_1 - 2 = 0 \end{cases}, \quad (6.12)$$

$$\begin{cases} a_1 = 0 \\ b_1 = -2, \\ c_1 = -2 \end{cases} \quad (6.13)$$

$$\pi_1 = \rho_1^0 \cdot n_1^{-2} \cdot d_{21}^{-2} \cdot gH, \quad (6.14)$$

$$\pi_1 = \frac{Y}{n^2 \cdot d_2^2}. \quad (6.15)$$

- Dla π_2 :

$$[m^{-3} \cdot kg^1 \cdot s^0]_2^a \cdot [m^0 \cdot kg^0 \cdot s^{-1}]_2^b \cdot [m^1 \cdot kg^0 \cdot s^0]_2^c \cdot [m^3 \cdot kg^0 \cdot s^{-1}] = 0, \quad (6.16)$$

$$\begin{cases} -3a_2 + c_2 + 3 = 0 \\ a_2 = 0 \\ -b_2 - 1 = 0 \end{cases}, \quad (6.17)$$

$$\begin{cases} a_2 = -0 \\ b_2 = -1, \\ c_2 = -3 \end{cases} \quad (6.18)$$

$$\pi_2 = \rho_2^0 \cdot n_2^{-1} \cdot d_{22}^{-3} \cdot Q, \quad (6.19)$$

$$\pi_2 = \frac{Q}{n \cdot d_2^3}. \quad (6.20)$$

- Dla π_3 :

$$[m^{-3} \cdot \text{kg}^1 \cdot \text{s}^0]_3^a \cdot [m^0 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^{-1}]_3^b \cdot [m^1 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^0]_3^c \cdot [m^2 \cdot \text{kg}^1 \cdot \text{s}^{-3}] = 0, \quad (6.21)$$

$$\begin{cases} -3a_3 + c_3 + 2 = 0 \\ a_3 + 1 = 0 \\ -b_3 - 3 = 0 \end{cases}, \quad (6.22)$$

$$\begin{cases} a_3 = -1 \\ b_3 = -3 \\ c_3 = -5 \end{cases}, \quad (6.23)$$

$$\pi_3 = \rho_3^{-1} \cdot n_3^{-3} \cdot d_{23}^{-5} \cdot P_w, \quad (6.24)$$

$$\pi_3 = \frac{P_w}{\rho \cdot n^3 \cdot d_2^5}. \quad (6.25)$$

- Dla π_5 :

$$[m^{-3} \cdot \text{kg}^1 \cdot \text{s}^0]_5^a \cdot [m^0 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^{-1}]_5^b \cdot [m^1 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^0]_5^c \cdot [m^2 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^{-1}] = 0, \quad (6.26)$$

$$\begin{cases} -3a_5 + c_5 + 2 = 0 \\ a_5 = 0 \\ -b_5 - 1 = 0 \end{cases}, \quad (6.27)$$

$$\begin{cases} a_5 = 0 \\ b_5 = -1 \\ c_5 = -2 \end{cases}, \quad (6.28)$$

$$\pi_5 = \rho_5^0 \cdot n_5^{-1} \cdot d_{25}^{-2} \cdot v, \quad (6.29)$$

$$\pi_5 = \frac{v}{n \cdot d_2^2}. \quad (6.30)$$

- Dla π_8 :

$$[m^{-3} \cdot \text{kg}^1 \cdot \text{s}^0]_8^a \cdot [m^0 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^{-1}]_8^b \cdot [m^1 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^0]_8^c \cdot [m^1 \cdot \text{kg}^0 \cdot \text{s}^0] = 0, \quad (6.31)$$

$$\begin{cases} -3a_8 + c_8 + 1 = 0 \\ a_8 = 0 \\ -b_8 = 0 \end{cases}, \quad (6.32)$$

$$\begin{cases} a_8 = 0 \\ b_8 = 0 \\ c_8 = -1 \end{cases}, \quad (6.33)$$

$$\pi_8 = \rho_8^0 \cdot n_8^0 \cdot d_{28}^{-1} \cdot R_{1gap}, \quad (6.34)$$

$$\pi_8 = \frac{R_{1gap}}{d_2}. \quad (6.35)$$

• Dla π_9 :

$$[m^{-3} \cdot kg^1 \cdot s^0]_9^a \cdot [m^0 \cdot kg^0 \cdot s^{-1}]_9^b \cdot [m^1 \cdot kg^0 \cdot s^0]_9^c \cdot [m^1 \cdot kg^0 \cdot s^0] = 0, \quad (6.36)$$

$$\begin{cases} -3a_9 + c_9 + 1 = 0 \\ a_9 = 0 \\ -b_9 = 0 \end{cases}, \quad (6.37)$$

$$\begin{cases} a_9 = 0 \\ b_9 = 0 \\ c_9 = -1 \end{cases}, \quad (6.38)$$

$$\pi_9 = \rho_9^0 \cdot n_9^0 \cdot d_{29}^{-1} \cdot L_{gap}, \quad (6.39)$$

$$\pi_9 = \frac{L_{gap}}{d_2}. \quad (6.40)$$

• Dla π_{10} :

$$[m^{-3} \cdot kg^1 \cdot s^0]_{10}^a \cdot [m^0 \cdot kg^0 \cdot s^{-1}]_{10}^b \cdot [m^1 \cdot kg^0 \cdot s^0]_{10}^c \cdot [m^1 \cdot kg^0 \cdot s^0] = 0, \quad (6.41)$$

$$\begin{cases} -3a_{10} + c_{10} + 1 = 0 \\ a_{10} = 0 \\ -b_{10} = 0 \end{cases}, \quad (6.42)$$

$$\begin{cases} a_{10} = 0 \\ b_{10} = 0 \\ c_{10} = -1 \end{cases}, \quad (6.43)$$

$$\pi_{10} = \rho_{10}^0 \cdot n_{10}^0 \cdot d_{210}^{-1} \cdot E_{gap}, \quad (6.44)$$

$$\pi_{10} = \frac{E_{gap}}{d_2}. \quad (6.45)$$

Zgodnie z twierdzeniem II Buckinghama zależność (6.2) można zredukować do układu modułów bezwymiarowych. W rezultacie, po sprowadzeniu zmiennych wymiarowych do ich wartości bezwymiarowych, postać równania opisującego przekazywanie energii w układzie może zostać przedstawiona następująco:

$$\frac{g \cdot H}{n^2 \cdot d_2^2} = f \left(\frac{Q}{nd_2^3}, \frac{P_w}{\rho n^3 d_2^5}, \frac{v}{nd_2^2}, \frac{R_{1gap}}{d_2}, \frac{L_{gap}}{d_2}, \frac{E_{gap}}{d_2} \right). \quad (6.46)$$

W teorii maszyn hydraulicznych wielkości bezwymiarowe π_2 , π_3 oraz π_5 są interpretowane odpowiednio jako wyróżnik wydajności, wyróżnik mocy oraz wyróżnik oporów lepkości (związany z liczbą Reynoldsa). Parametry te opisują podstawowe własności energetyczne pompy w szerokim zakresie jej pracy [17].

$$\xi_Q = \frac{Q}{nd_2^3}, \quad (6.47)$$

$$\xi_P = \frac{P_w}{\rho n^3 d_2^5}, \quad (6.48)$$

$$\xi_v = \frac{v}{nd_2^2}. \quad (6.49)$$

Aby umożliwić analizę wpływu jedynie zmiennych geometrycznych związanych ze szczelinami w łopatkach, przyjęto założenie stałych warunków eksploatacyjnych. Oznacza to, że wielkości robocze układu – wydajność Q , moc na wale pompy P_w oraz lepkość kinematyczna czynnika ν traktuje się jako stałe:

$$\pi_2 = \frac{Q}{nd_2^3} = const., \quad \pi_3 = \frac{P_w}{\rho n^3 d_2^5} = const., \quad \pi_5 = \frac{v}{nd_2^2} = const. \quad (6.50)$$

Założenie to upraszcza zależność bezwymiarową (6.46). W efekcie równanie opisujące przekazywanie energii można sprowadzić do funkcji zależnej wyłącznie od bezwymiarowych parametrów geometrycznych definiujących szczelinę:

$$\frac{g \cdot H}{n^2 d_2^2} = f \left(\frac{R_{1gap}}{d_2}, \frac{L_{gap}}{d_2}, \frac{E_{gap}}{d_2} \right), \quad (6.51)$$

Zredukowana zależność (6.51) opisuje wpływ parametrów geometrycznych szczeliny na bezwymiarową energię właściwą (π_1). Zależność ta określa oddziaływanie położenia, długości i szerokości szczeliny R_{1gap} , L_{gap} oraz E_{gap} , na charakterystykę energetyczną pompy. Zgodnie z wynikami analizy wymiarowej przedstawionymi w równaniach 6.31–6.45, parametry te przyjmują postać bezwymiarowych ilorazów względem średnicy wirnika d_2 , co pozwala zdefiniować odpowiadające im wyróżniki geometryczne:

- wyróżnik początku położenia promienia szczeliny:

$$\xi R_{1gap} = \pi_8 = \frac{R_{1gap}}{d_2}, \quad (6.52)$$

- wyróżnik długości szczeliny:

$$\xi L_{gap} = \pi_9 = \frac{L_{gap}}{d_2}, \quad (6.53)$$

- wyróżnik szerokości szczeliny:

$$\xi E_{gap} = \pi_{10} = \frac{E_{gap}}{d_2}. \quad (6.54)$$

Przeprowadzona analiza wymiarowa umożliwiła sprowadzenie zagadnienia do trzech bezwymiarowych parametrów opisujących geometrię szczeliny (π_8 , π_9 oraz π_{10}), stanowiących minimalny i kompletny zestaw zmiennych niezależnych wpływających na wartość π_1 . Otrzymane wyróżniki geometryczne definiują przestrzeń parametrów konstrukcyjnych, która będzie dalej analizowana. Tak opracowany układ zmiennych stanowi podstawę do opracowania planu eksperymentu oraz wyboru wariantów badawczych przeznaczonych do weryfikacji numerycznej i doświadczalnej w kolejnych etapach pracy.

6.2 PLAN EKSPERYMENTU

Badanie zależności pomiędzy trzema zmiennymi wejściowymi x_1 (E_{gap}), x_2 (R_{1gap}) oraz x_3 (L_{gap}) ustalonymi na podstawie analizy wymiarowej, a zmienną wyjściową y , przeprowadzono z zastosowaniem Metodologii Powierzchni Odpowiedzi (*Response Surface Methodology*, *RSM*). RSM obejmuje metody statystyczne służące do konstruowania empirycznych modeli procesów oraz wyznaczania warunków ich optymalizacji na podstawie eksperymentów planowanych [96].

W analizie przyjęto, że odpowiedź może wykazywać zarówno efekty liniowe i interakcyjne, jak i nieliniowość wynikającą z krzywizny powierzchni. Z tego względu zastosowano model drugiego stopnia, powszechnie rekomendowany w literaturze RSM i DOE (*Design Of Experiment*) [97–99]:

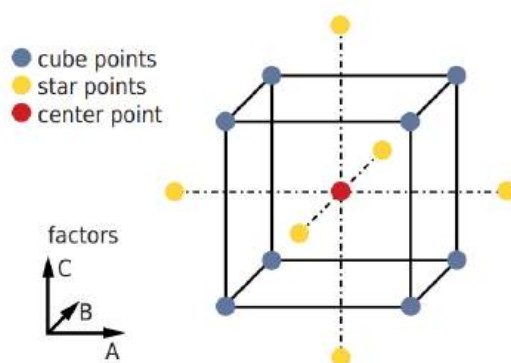
$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon, \quad (6.55)$$

Człony liniowe opisują efekty główne, człony interakcyjne reprezentują współdziałanie czynników, a składniki kwadratowe odwzorowują krzywiznę powierzchni odpowiedzi [100].

W celu estymacji wszystkich parametrów modelu kwadratowego dla $k = 3$ czynników, zastosowano Centralny Plan Kompozycyjny (*Central Composite Design, CCD*), stosowany w metodologii RSM [96,97]. CCD stanowi rozszerzenie planu czynnikowego 2^k o punkty gwiazdne, umożliwiające estymację wyrazów kwadratowych, oraz punkty centralne, wykorzystywane do oceny błędu czystego i braku dopasowania modelu [99,101].

Dla trzech czynników – rys. 6.1, plan obejmuje:

- 8 punktów narożnych (2^3 , poziomy ± 1) – *cube points*,
- 6 punktów gwiazdnych (po dwa dla każdego czynnika, poziomy $\pm\alpha$) – *star points*,
- n_c punktów centralnych – *center point*.



Rysunek 6.1. Schemat centralnego układu złożonego z trzech czynników: A, B i C [102]

Plan został zaprojektowany jako rototabilny. Zgodnie z koncepcją Boxa i Huntera rototabilność zapewnia jednakową wariancję predykcji w punktach równooddalonych od centrum planu [96,100]. Dla $k = 3$ wartość parametru rototabilności wynosi:

$$\alpha = (2^k)^{1/4} = (8)^{1/4} = 1,682. \quad (6.56)$$

Zgodnie z literaturą dotyczącą RSM liczba punktów centralnych powinna odzwierciedlać poziom zmienności procesu; w układach o wysokiej powtarzalności można ją ograniczyć bez istotnej utraty precyzji estymacji (w szczególności w zakresie oszacowania błędu czystego) [96,97]. W niniejszych badaniach, w części eksperymentalnej przyjęto liczbę punktów centralnych równą $n_c = 3$. W symulacjach numerycznych zastosowano $n_c = 1$, ponieważ pełna kontrola nad warunkami

brzegowymi obliczeń skutkuje pomijalną zmiennością numeryczną i bardzo wysoką powtarzalnością wyników.

Według Mańczaka [98] minimalną liczbę doświadczeń w planach o kulistym układzie punktów można wyznaczyć ze wzoru:

$$N = 2^S + 2 \cdot S + n_c, \quad (6.57)$$

gdzie S oznacza liczbę zmiennych niezależnych. W niniejszej pracy oznaczenia S i k traktowane są równoważnie.

Dla trzech czynników liczba doświadczeń wynosi:

$$N = 2^3 + 2 \cdot 3 + 3 = 17. \quad (6.58)$$

Zakres zmian oraz wartości rzeczywistych poziomów czynników przedstawiono w tab. 6.2. Minimalne i maksymalne wartości analizowanych parametrów wyznaczono na podstawie wyników badań wstępnych. Poziomy te odpowiadają wartościom znormalizowanym zastosowanym w planie CCD.

Tabela 6.2. Zakres zmian parametrów wejściowych

Nazwa parametru	Symbol	Wartość minimalna	Wartość maksymalna	Wartość zmiany	Punkt centralny
Promień położenia szczeliny	R_{1gap} , mm	38,00	62,00	12,00	50,00
Długość szczeliny	L_{gap} , mm	2,00	8,00	3,00	5,00
Szerokość szczeliny	E_{gap} , mm	6,00	10,00	2,00	8,00

Znormalizowany układ punktów planu eksperymentu przedstawiono w tab. 6.3. Wartości -1 , 0 , 1 oraz $-\alpha$ i $+\alpha$ odpowiadają poziomom: minimalnym, centralnym, maksymalnym i gwiazdnym dla każdego z czynników. W dalszej części modelowania przyjęto oznaczenia: $x_1 = E_{gap}$, $x_2 = R_{1gap}$, $x_3 = L_{gap}$, natomiast w tab. 6.3–6.4 parametry zestawiono w kolejności geometrycznej: R_{1gap} , L_{gap} , E_{gap} .

Tabela 6.3. Macierz centralnego planu kompozycyjnego (CCD)

Lp.	R_{1gap} , mm	L_{gap} , mm	E_{gap} , mm
	π_8	π_9	π_{10}
1.	-1	-1	-1
2.	-1	-1	1
3.	1	-1	-1
4.	1	-1	1

5.	-1	1	-1
6.	-1	1	1
7.	1	1	-1
8.	1	1	1
9.	0	0	$-\alpha$
10.	0	0	α
11.	$-\alpha$	0	0
12.	α	0	0
13.	0	$-\alpha$	0
14.	0	α	0
15.	0	0	0
16.	0	0	0
17.	0	0	0

Na podstawie wartości z tab. 6.3. obliczono rzeczywiste poziomy parametrów wejściowych dla każdego wariantu. Zaokrąglenia są niewielkie i mieszczą się w zakresie tolerancji geometrycznej przyjętej dla analizowanego układu, dzięki czemu nie wpływają na interpretację fizyczną ani pracę wirnika. Odchyłkę zdefiniowano jako:

$$\Delta X = X_{obl} - X. \quad (6.59)$$

W dalszej analizie jako zmienne objaśniające przyjęto wartości rzeczywiste X , natomiast ΔX wykorzystano wyłącznie do oceny wpływu zaokrągleń i kontroli spójności geometrycznej. Zestawienie rzeczywistych wymiarów oraz wartości ΔX przedstawiono w tab. 6.4.

Tabela 6.4. Wartości rzeczywiste parametrów

Oznaczenie wirnika	R_{1gap_obl} , mm	L_{gap_obl} , mm	E_{gap_obl} , mm	R_{1gap} , mm	L_{gap} , mm	E_{gap} , mm	ΔR_{1gap} , mm	ΔL_{gap} , mm	ΔE_{gap} , mm
W1	38,00	2,00	6,00	38	2	6	0,00	0,00	0,00
W2	38,00	2,00	10,00	38	2	10	0,00	0,00	0,00
W3	62,00	2,00	6,00	62	2	6	0,00	0,00	0,00
W4	62,00	2,00	10,00	62	2	10	0,00	0,00	0,00
W5	38,00	8,00	6,00	38	8	6	0,00	0,00	0,00
W6	38,00	8,00	10,00	38	8	10	0,00	0,00	0,00
W7	62,00	8,00	6,00	62	8	6	0,00	0,00	0,00
W8	62,00	8,00	10,00	62	8	10	0,00	0,00	0,00
W9	50,00	5,00	4,64	50	5	5	0,00	0,00	-0,36
W10	50,00	5,00	11,36	50	5	11	0,00	0,00	0,36
W11	29,82	5,00	8,00	30	5	8	-0,18	0,00	0,00
W12	70,18	5,00	8,00	70	5	8	0,18	0,00	0,00
W13	50,00	-0,05	8,00	50	0	8	0,00	-0,05	0,00
W14	50,00	10,05	8,00	50	10	8	0,00	0,05	0,00

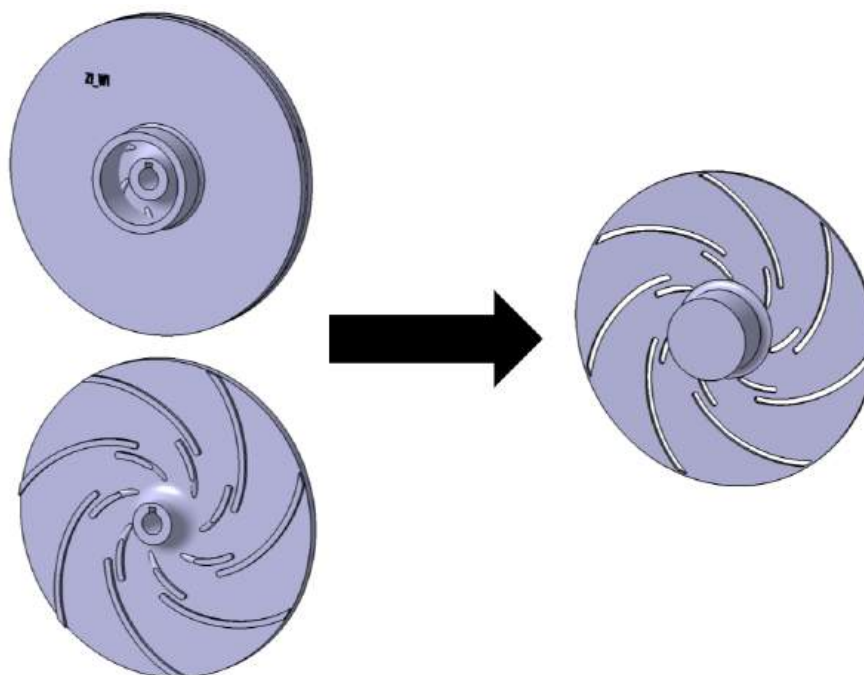
W15	50,00	5,00	8,00	50	5	8	0,00	0,00	0,00
W16	50,00	5,00	8,00	50	5	8	0,00	0,00	0,00
W17	50,00	5,00	8,00	50	5	8	0,00	0,00	0,00

Na podstawie wyników badań wstępnych, wyznaczających zakres stosowalności szczelin w łopatkach, plan eksperymentu zrealizowano dla tych samych geometrii szczelin przy dwóch szerokościach wirnika: $b_2 = 2 \text{ mm}$ ($n_q = 12,46$) oraz $b_2 = 1 \text{ mm}$ ($n_q = 9,90$).

6.3 MODELE WEJŚCIOWE

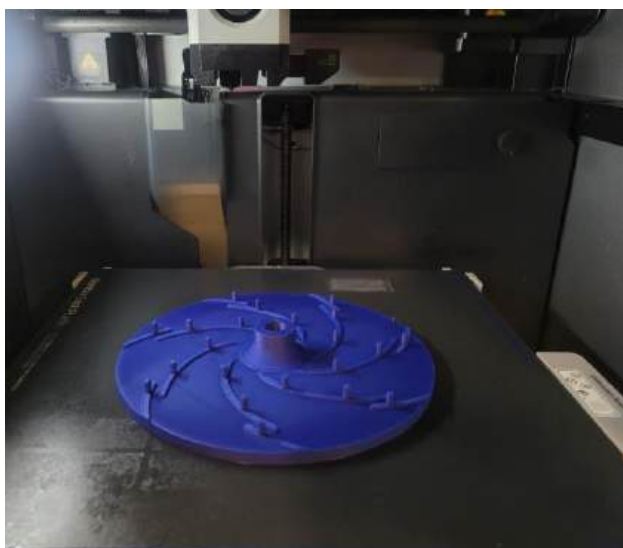
W celu realizacji badań zasadniczych przygotowano zestaw modeli wirników opracowanych w środowisku CAD CATIA V5. Wykorzystano model parametryczny, w którym geometria była sterowana zmiennymi projektowymi zgodnymi z planem CCD: R_{1gap} , L_{gap} oraz E_{gap} oraz szerokością wirnika b . Parametryzacja umożliwiła sprawne generowanie kolejnych wariantów bez przebudowy modelu bazowego i zapewniła wysoką powtarzalność geometrii pomiędzy wariantami.

W każdej serii przygotowano 18 wariantów wirników: jeden wirnik referencyjny (bez szczeliny) oraz siedemnaście wirników z różnymi konfiguracjami szczelin, wynikającymi z założeń planu CCD. Każdy wariant geometrii został opracowany w dwóch wersjach jako model roboczy przeznaczony do druku 3D oraz model bryły wodnej stosowany w symulacjach numerycznych (rys. 6.2.).



Rysunek 6.2. Model roboczy wirnika i jego bryła wodna

W badaniach zasadniczych zastosowano tę samą dwuczęściową konstrukcję wirnika jak w badaniach wstępnych. Części drukowano oddzielnie w orientacji płaskiej (rys. 6.3) i po wydruku sklejano i dociskano w prasie hydraulicznej, co zapewniało powtarzalność geometrii oraz osiowość wirnika. W badaniach zasadniczych zastosowano drukarkę Bambu Lab X1 Carbon, która zapewnia wyższą dokładność i jakość wydruków w porównaniu z drukarką Prusa MK3 używaną w badaniach wstępnych. Wszystkie modele wykonywano z PLA.



Rysunek 6.3. Wydruk tarczy tylnej wirnika na drukarce Bambu Lab X1 Carbon

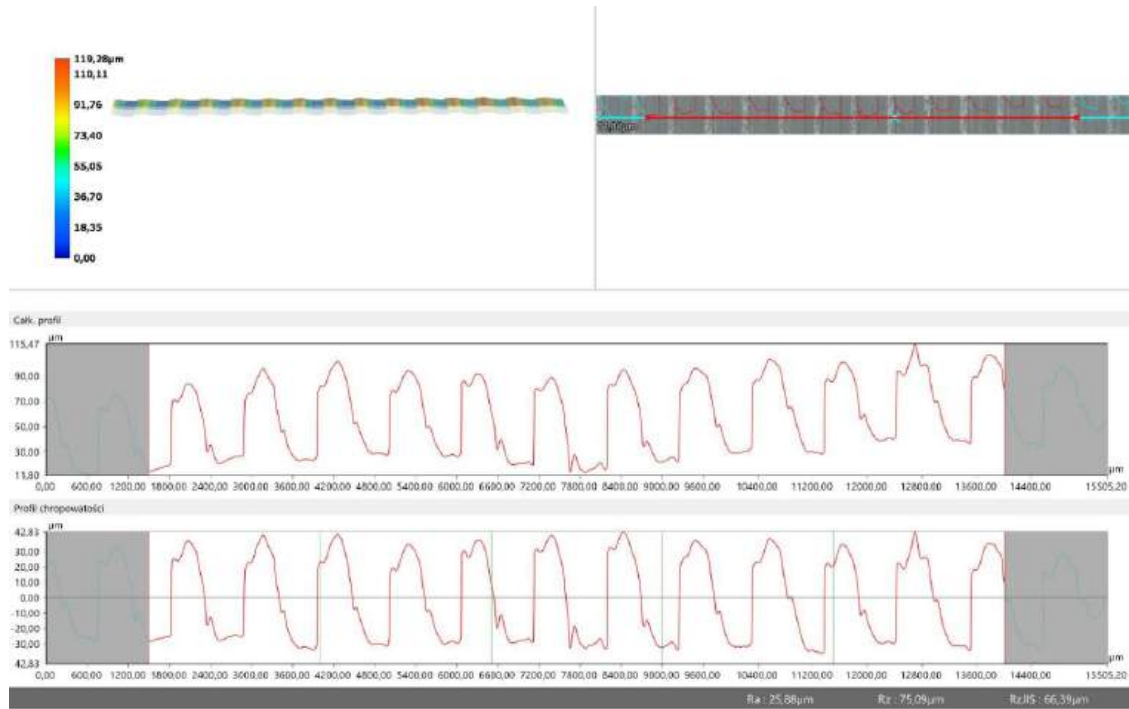
Chropowatość wydruków zmierzono za pomocą mikroskopu cyfrowego KEYENCE VHX-X1F zgodnie z normą PN-EN ISO 21920-2:2022-06 [103]. Dla każdej próbki wykonano pomiary na trzech niezależnych liniach pomiarowych, przy czym każdą linię analizowano na pięciu odcinkach elementarnych (*cut-off*; $L_c = 2,5$ mm). Ostateczne wartości wyznaczono jako średnie arytmetyczne z całego zestawu pomiarowego.

W tab. 6.5 zestawiono kluczowe parametry chropowatości R_a , R_z , R_zJIS , R_t oraz RS_m , uśrednione dla obu technologii druku.

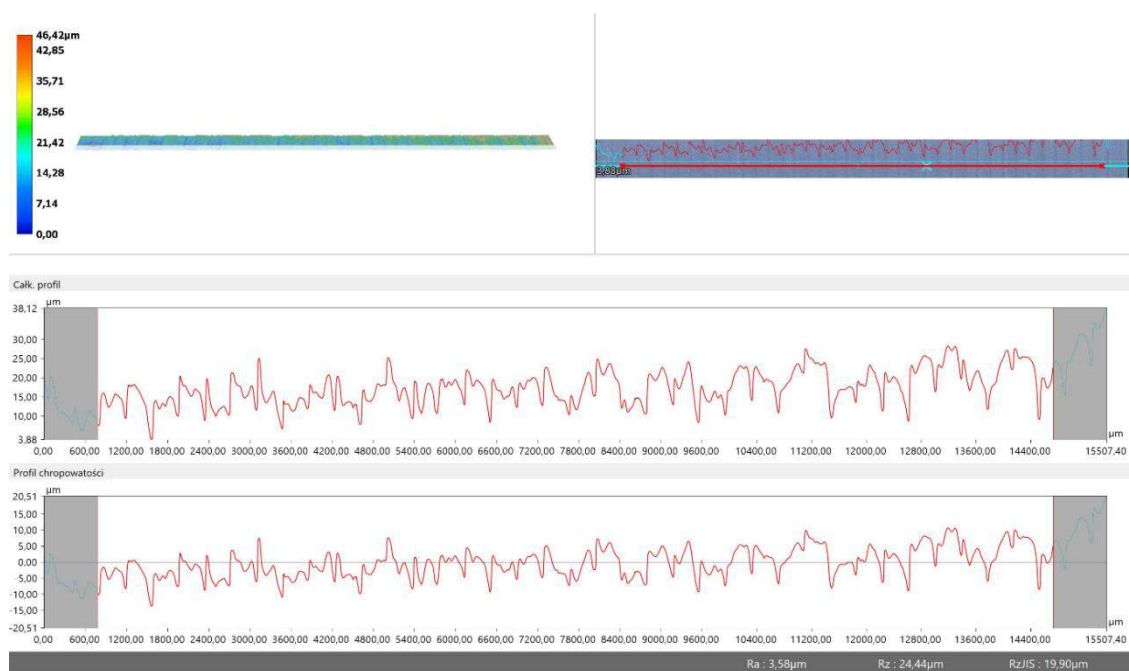
Tabela 6.5. Wybrane parametry chropowatości powierzchni wydruków FDM

Parametr	Jednostka	Prusa MK3	Bambu Lab X1 Carbon
R_a	μm	26,16	2,70
R_z	μm	74,38	17,84
R_zJIS	μm	69,17	11,23
R_t	μm	80,18	22,67
RS_m	μm	1071,3	457,3

Rys. 6.4 przedstawia profil powierzchni próbek wykonanych na drukarce Prusa MK3, charakteryzujący się wyraźną falistością i dużą amplitudą nierówności typową dla technologii FDM starszej generacji. Z kolei rys. 6.5 prezentuje powierzchnię wydruków z drukarki Bambu Lab X1 Carbon, dla której amplituda nierówności jest istotnie mniejsza, a mikrostruktura powierzchni bardziej jednorodna.



Rysunek 6.4. Przykładowy profil chropowatości powierzchni wydruku FDM – Prusa MK3

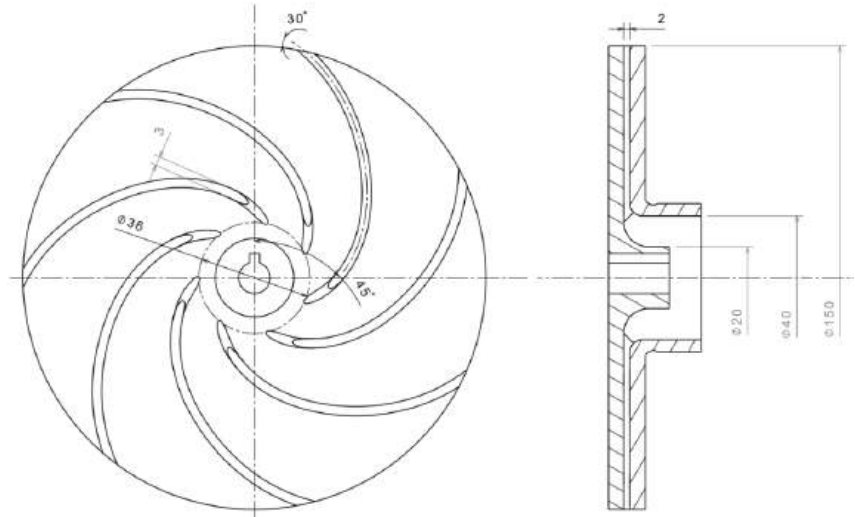
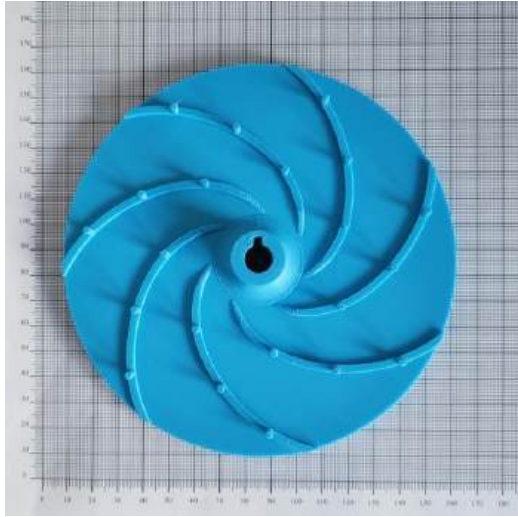
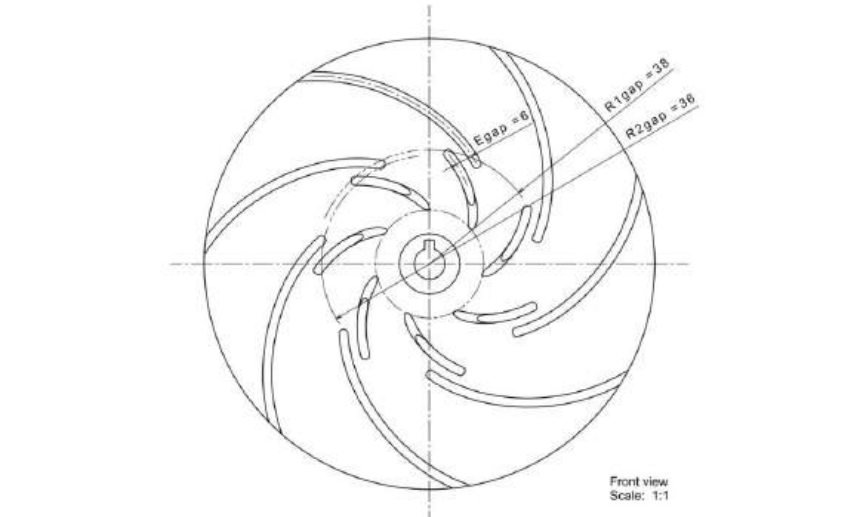



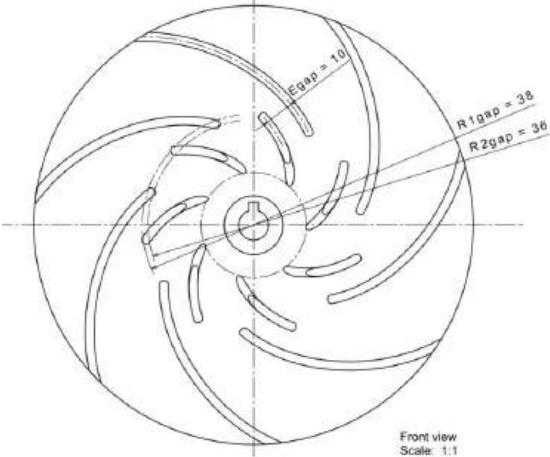
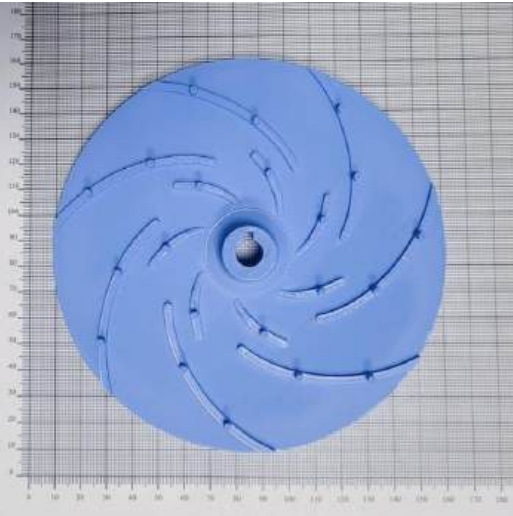
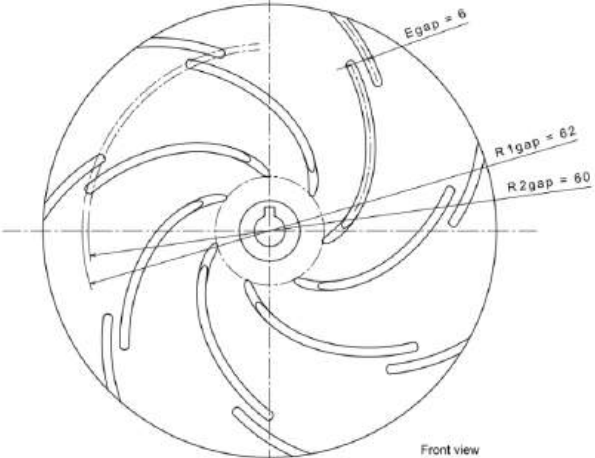

Rysunek 6.5. Przykładowy profil chropowatości powierzchni wydruku FDM – BambuLab X1 Carbon

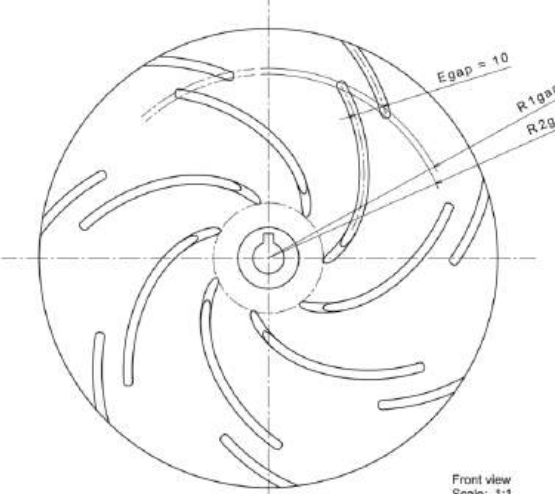

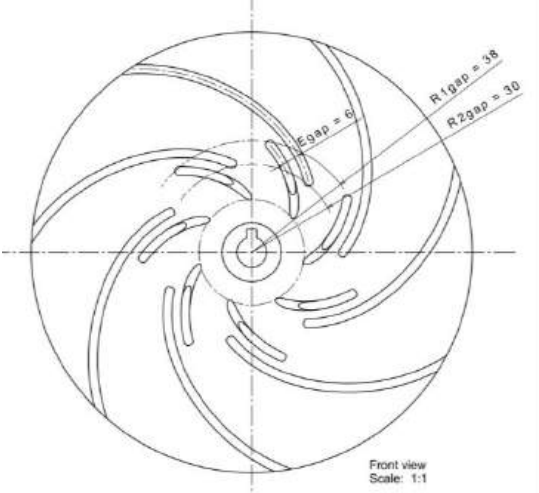

Pomiary wykazały znaczną redukcję chropowatości powierzchni dla wydruków z drukarki Bambu Lab X1 Carbon w porównaniu z Prusa MK3. Uzyskane parametry chropowatości stanowią dane wejściowe do dalszych analiz CFD, w których uwzględniono wpływ chropowatości ścian na charakter przepływu i strat.

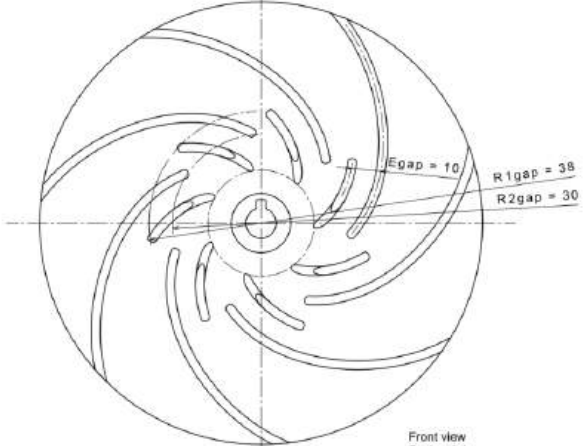
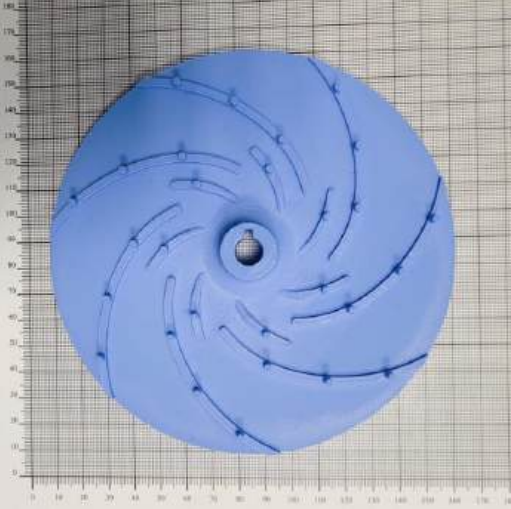
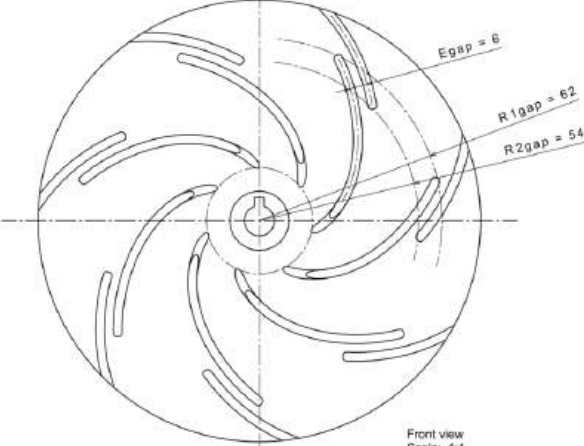
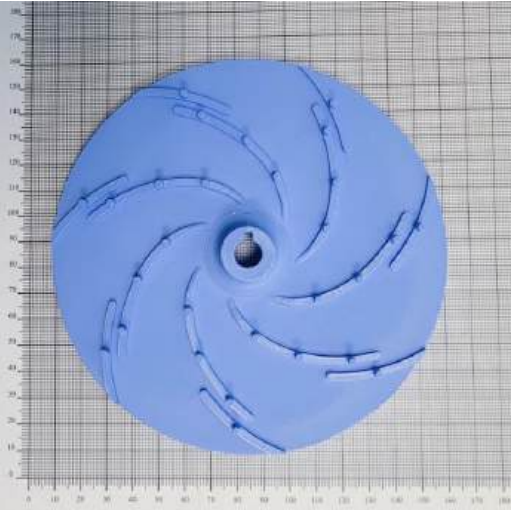
Zestawienie wszystkich wariantów wirników wraz z uproszczonym schematem geometrii, zdjęciem oraz podstawowym opisem parametrów przedstawiono w tab. 6.6.

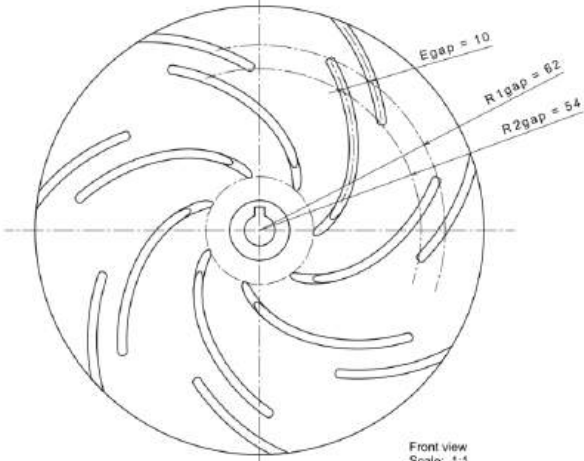
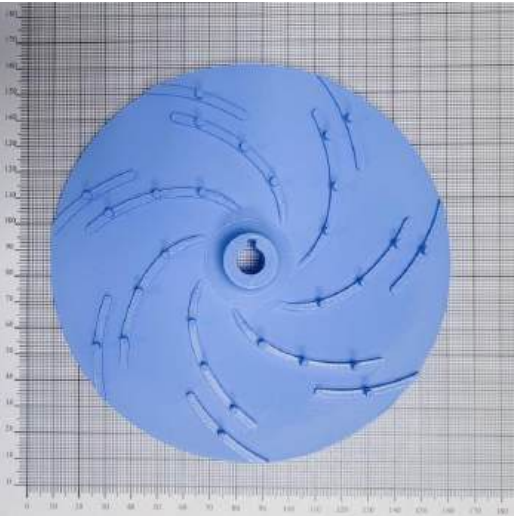
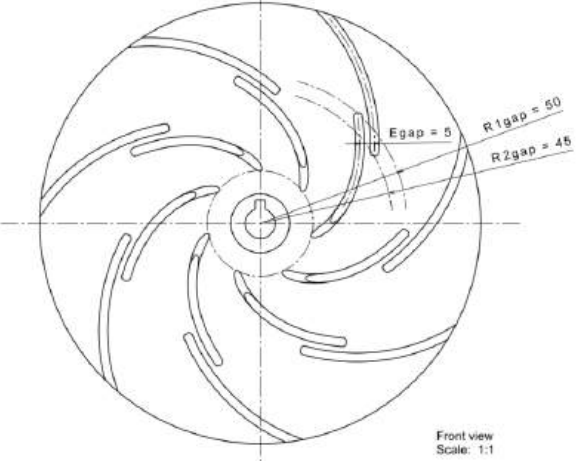
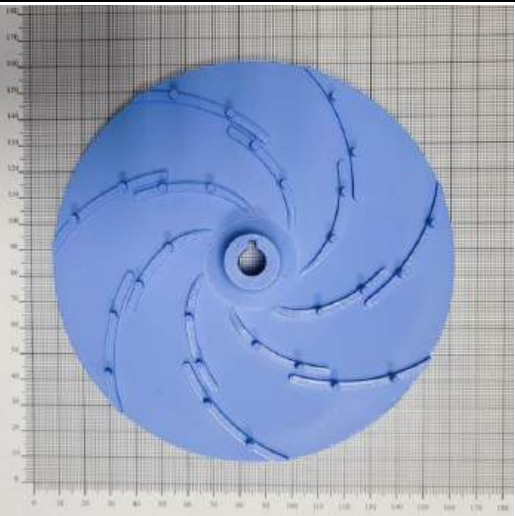
Tabela 6.6. Warianty wirników w planie CCD: wizualizacja geometrii szczeliny, fotografia modelu oraz parametry R_{1gap} , L_{gap} , E_{gap}

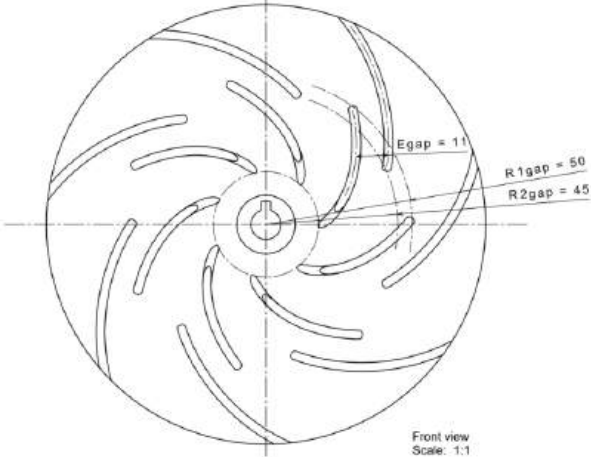
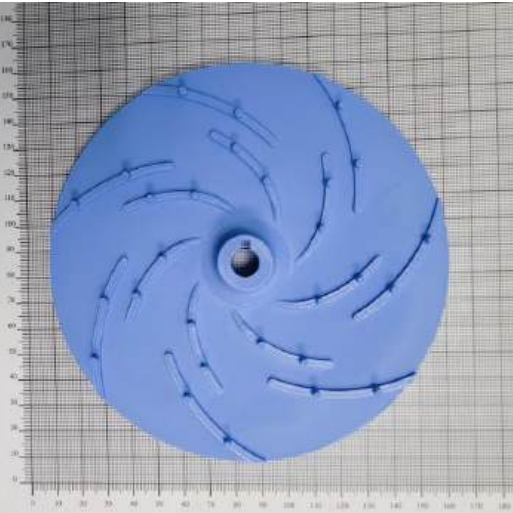
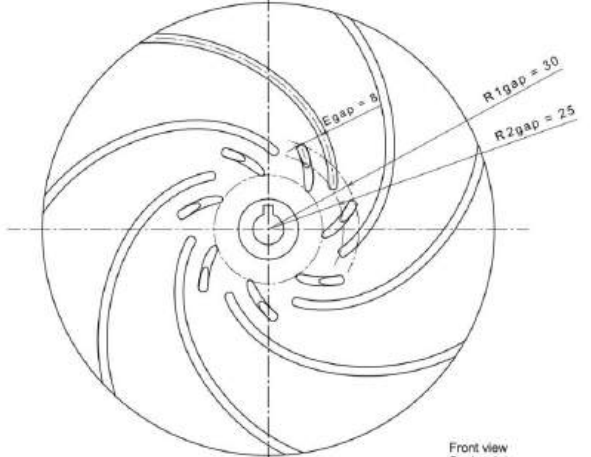
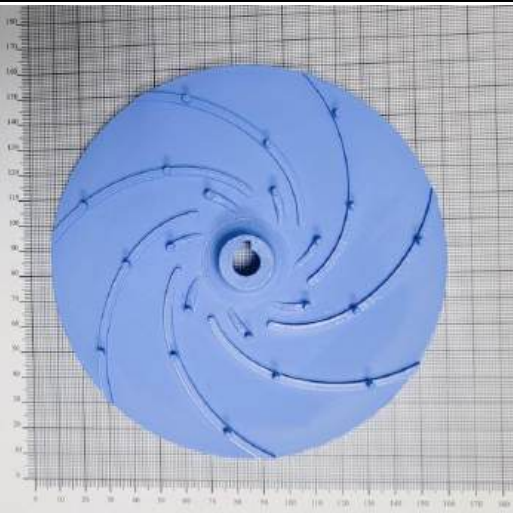
Ozn.	Opis	Rysunek	Zdjęcie
W0	$d_p = 20 \text{ mm}$ $d_1 = 36 \text{ mm}$ $d_0 = 40 \text{ mm}$ $d_2 = 150 \text{ mm}$ $\beta_1 = 45^\circ, \beta_2 = 30^\circ$ $z = 7$ $s = 3 \text{ mm}$ $b_1 = b_2 = 2 \text{ mm}$		
W1	$R_{1gap} = 38 \text{ mm}$ $R_{2gap} = 36 \text{ mm}$ $E_{gap} = 6 \text{ mm}$ $L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$ $L_{gap} = 2 \text{ mm}$		

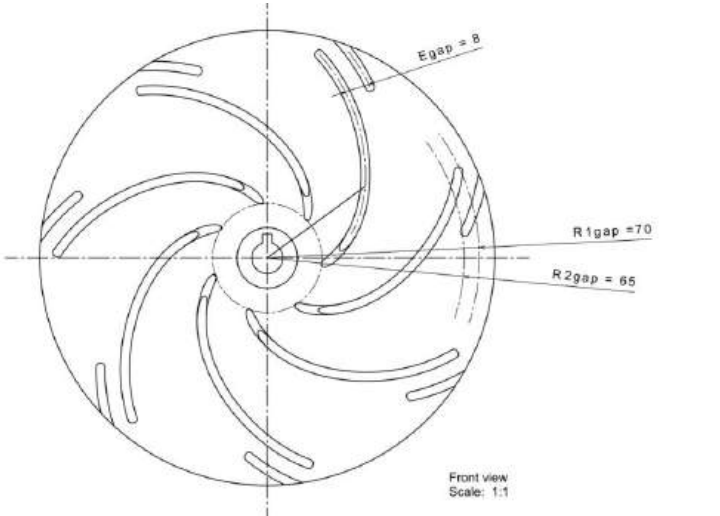
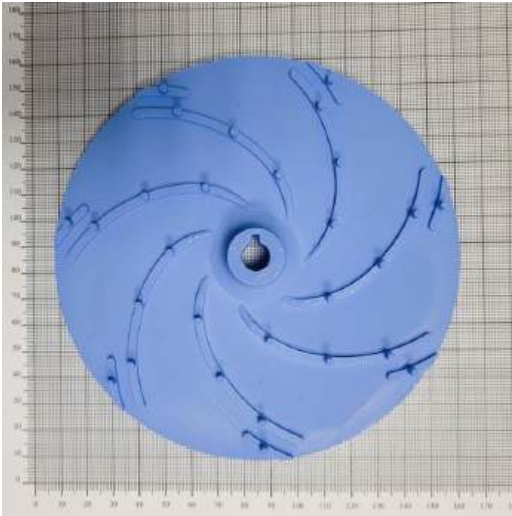
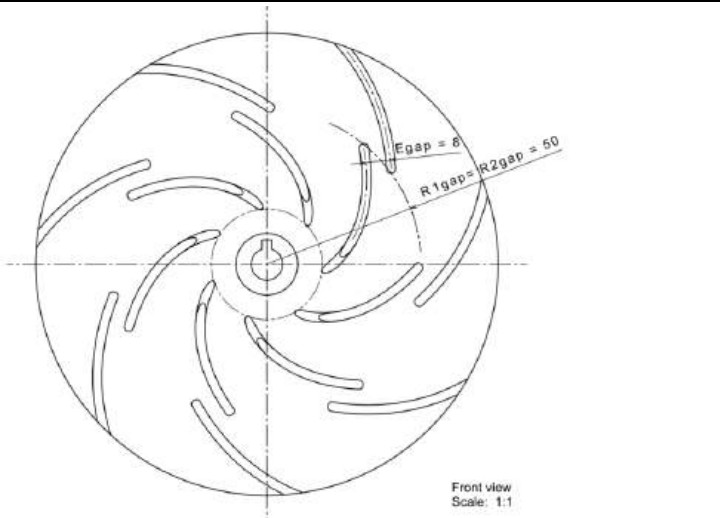
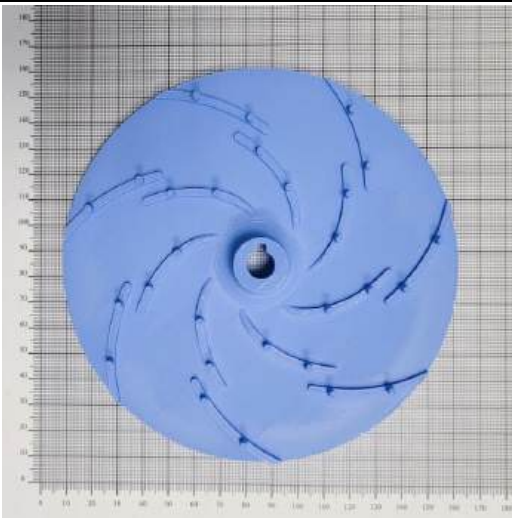
<p>W2</p>	<p>$R_{1gap} = 38 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 36 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 10 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 2 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W3</p>	<p>$R_{1gap} = 62 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 60 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 6 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 2 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

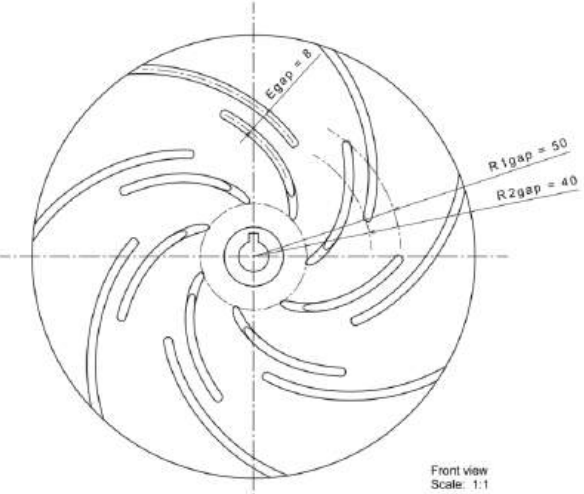
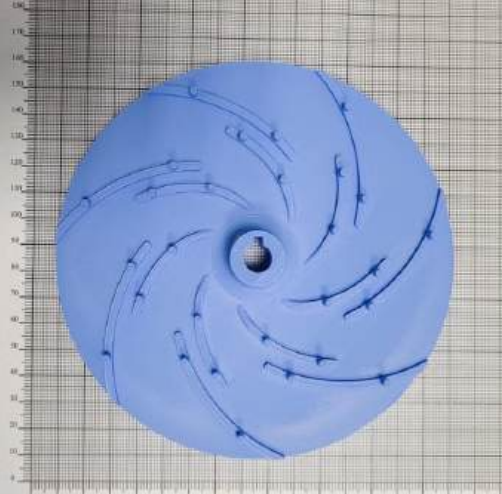
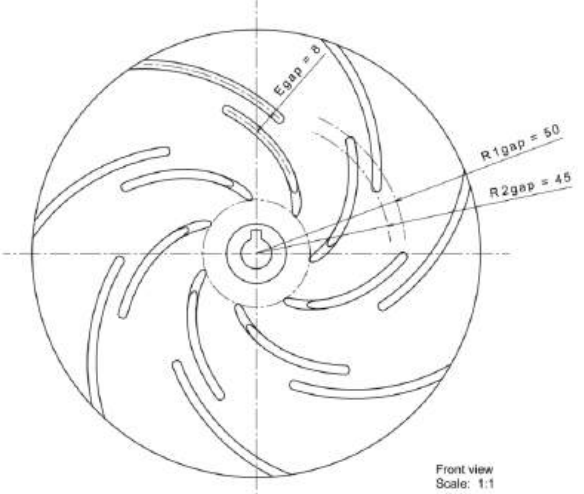
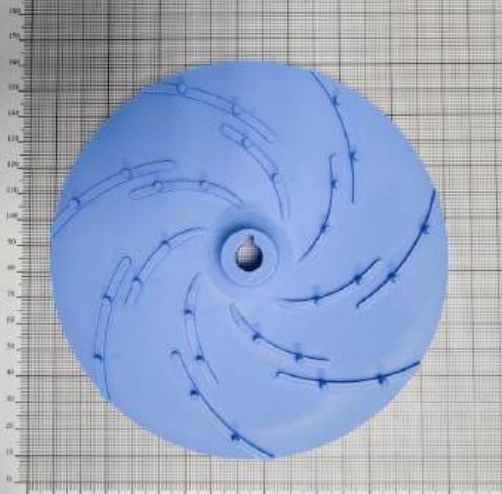
<p>W4</p>	<p>$R_{1gap} = 62 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 60 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 10 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 2 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W5</p>	<p>$R_{1gap} = 38 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 30 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 6 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 8 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

<p>W6</p>	<p>$R_{1gap} = 38 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 30 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 10 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 8 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W7</p>	<p>$R_{1gap} = 62 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 54 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 6 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 8 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

<p>W8</p>	<p>$R_{1gap} = 62 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 54 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 10 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 8 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W9</p>	<p>$R_{1gap} = 50 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 45 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 5 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 5 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

<p>W10</p>	<p>$R_{1gap} = 50 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 45 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 11 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 5 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W11</p>	<p>$R_{1gap} = 30 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 25 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 8 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 5 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

<p>W12</p>	<p>$R_{1gap} = 70 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 65 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 8 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 5 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W13</p>	<p>$R_{1gap} = 50 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 50 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 8 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 0 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

<p>W14</p>	<p>$R_{1gap} = 50 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 40 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 8 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 10 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	
<p>W15</p> <p>W16</p> <p>W17</p>	<p>$R_{1gap} = 50 \text{ mm}$</p> <p>$R_{2gap} = 45 \text{ mm}$</p> <p>$E_{gap} = 8 \text{ mm}$</p> <p>$L_{gap} = R_{1gap} - R_{2gap}$</p> <p>$L_{gap} = 5 \text{ mm}$</p>	 <p>Front view Scale: 1:1</p>	

6.4 WYNIKI BADAŃ ZASADNICZYCH

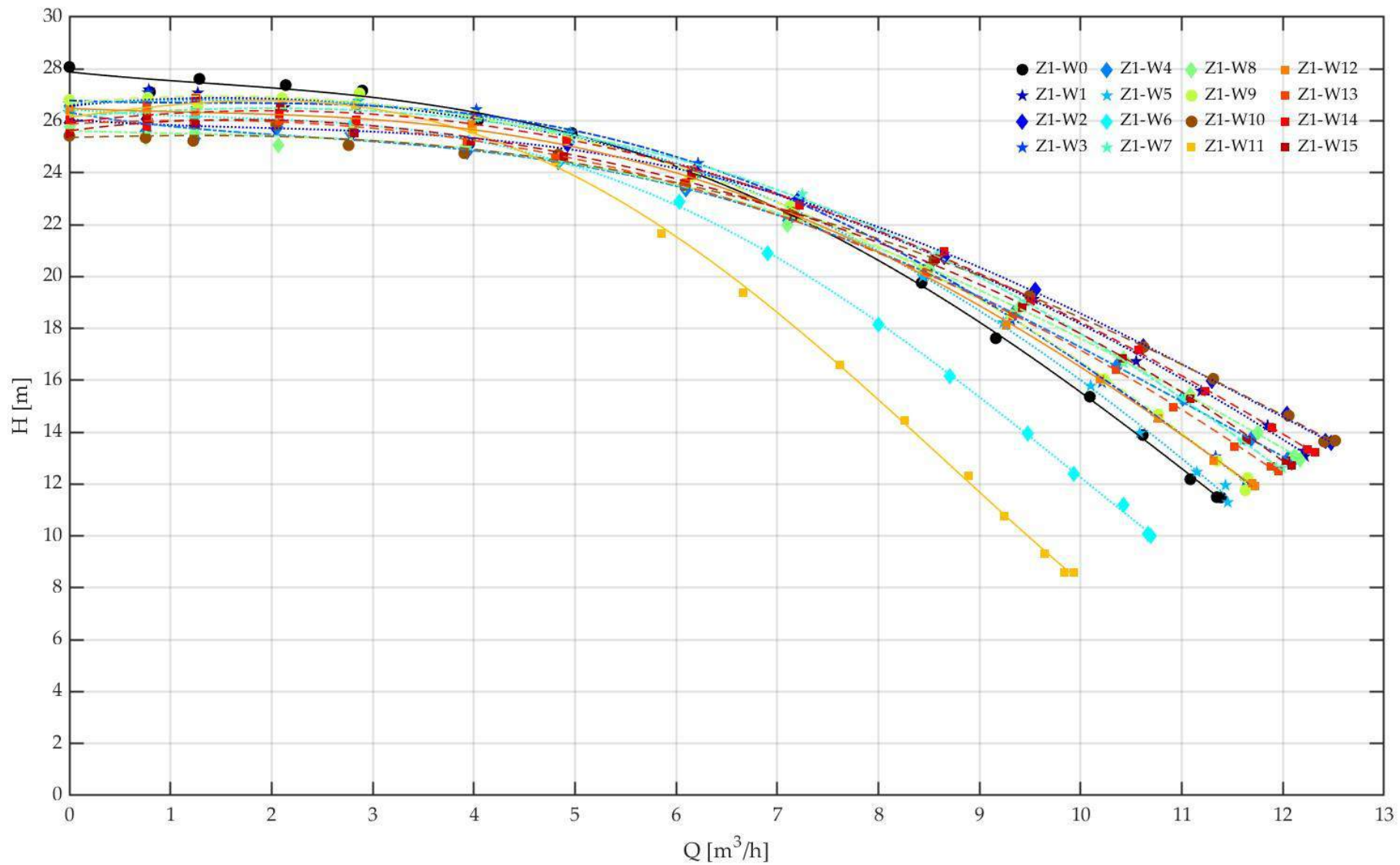
W dalszej części pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych wyposażonych w nowozaprojektowane wirniki szczelinowe o zróżnicowanej szerokości oraz szczelinach po stronie czynnej łopatki. Celem analiz było określenie wpływu geometrii łopatek szczelinowych na parametry pracy pompy. Badania przeprowadzono przy częstotliwości zasilania 45 Hz w dwóch etapach, dla dwóch zestawów wirników o wartościach $n_q = 12,46$ (zestaw 1) oraz $n_q = 9,90$ (zestaw 2).

6.4.1 WYNIKI BADAŃ ZASADNICZYCH – ZESTAW 1 ($n_q = 12,46$)

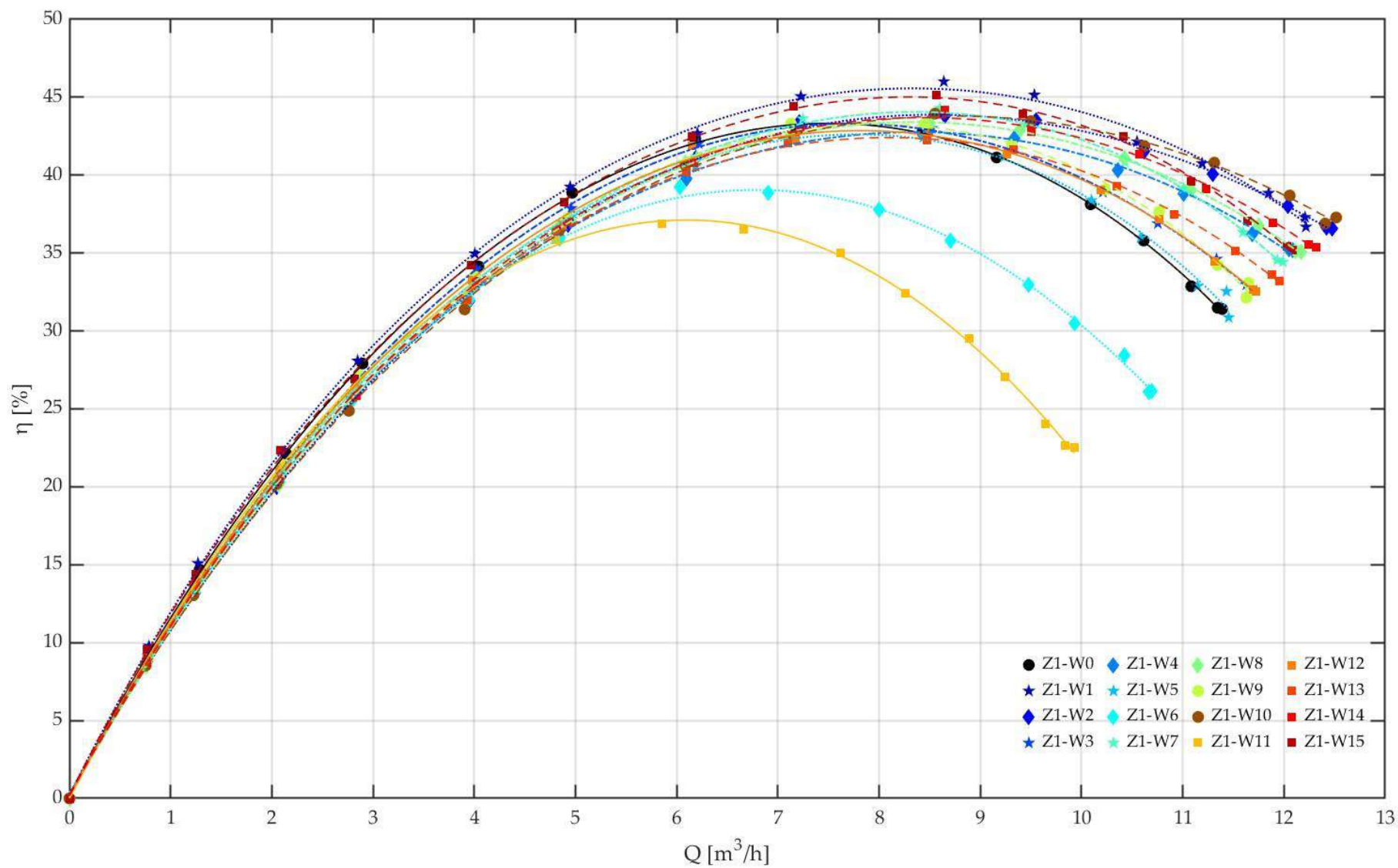
W podrozdziale przedstawiono wyniki badań dla zestawu Z1 ($b = 2$ mm, $n_q = 12,46$), obejmującego 18 wirników: referencyjny W0 oraz warianty szczelinowe W1–W17. Ocenę przeprowadzono na podstawie charakterystyk $H(Q)$, $\eta(Q)$ oraz $P_w(Q)$. Na wykresach pokazano jedną realizację punktu centralnego, a pozostałe powtórzenia wykorzystano do estymacji błędu czystego (*pure error*) w analizie statystycznej.

Analiza charakterystyk wysokości podnoszenia $H(Q)$ (rys. 6.6) wskazuje, że zastosowanie szczelin w większości przypadków zwiększało H względem wirnika W0, szczególnie dla przepływów średnich i dużych ($Q > \text{ok. } 5\text{--}6 \text{ m}^3/\text{h}$). Poprawę odnotowano dla 15 z 17 wirników szczelinowych. Jednocześnie dwa warianty (W6 i W11) wykazały spadek H w całym zakresie Q , co sugeruje niekorzystną konfigurację szczeliny.

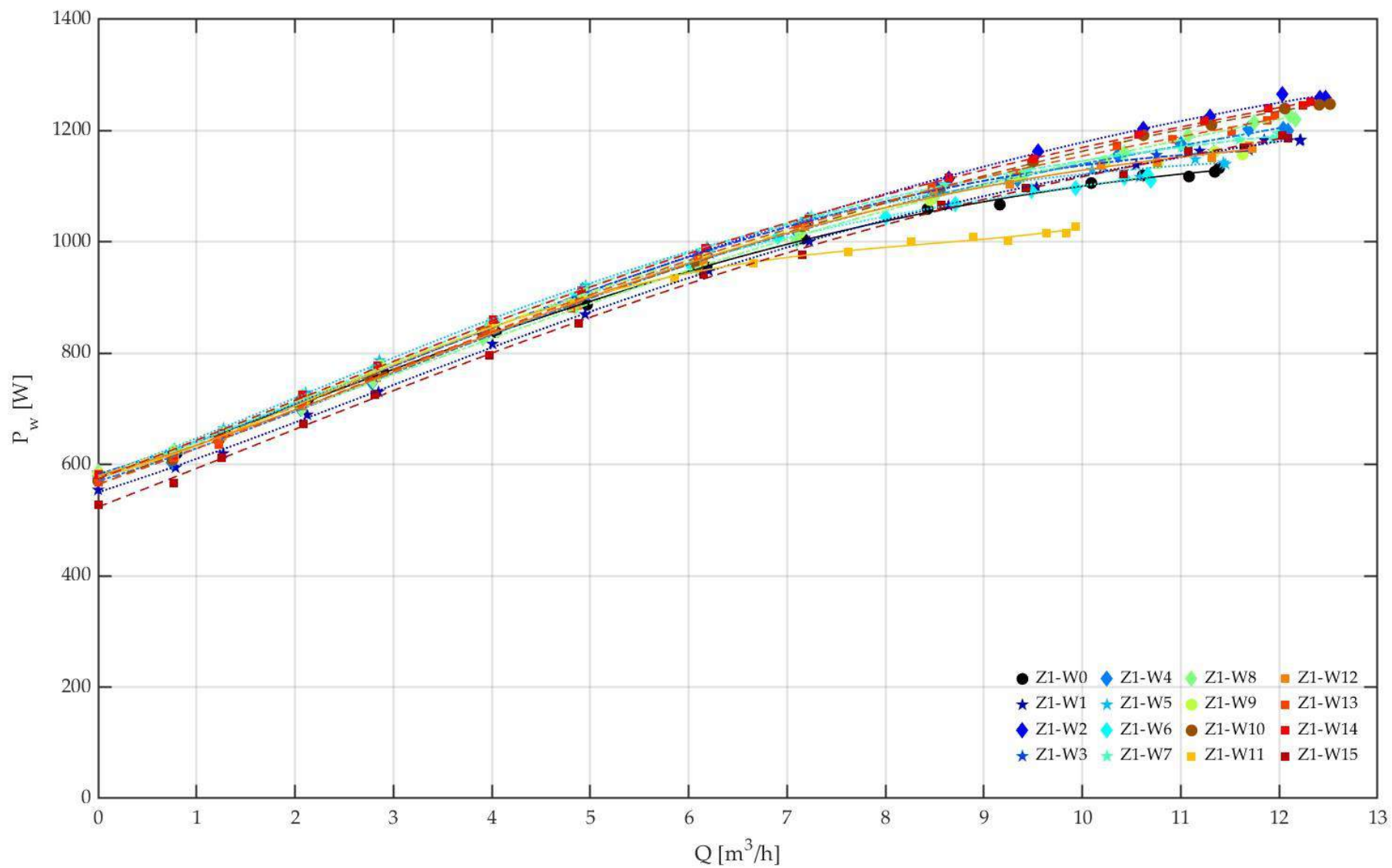
Zauważalne jest także zmniejszenie stromości przebiegu $H(Q)$ dla części wariantów szczelinowych, co oznacza mniejszą wrażliwość charakterystyki na zmiany przepływu. Porównanie sprawności $\eta(Q)$ (rys. 6.7) potwierdza korzystny wpływ szczelin. W większości wariantów uzyskano wyższą sprawność maksymalną niż dla W0, przy maksymalnym wzroście równym 2,78 p.p. Jednocześnie punkt maksymalnej sprawności ulegał przesunięciu w kierunku większych wydajnościach, a przebiegi $\eta(Q)$ były bardziej spłaszczone, co wskazuje na szerszy zakres pracy o wysokiej sprawności. Zaobserwowano także wzrost maksymalnej wydajności pompy z ok. $11,39 \text{ m}^3/\text{h}$ (W0) do ok. $12,47 \text{ m}^3/\text{h}$ dla wybranych wariantów szczelinowych. Charakterystyki mocy na wale $P_w(Q)$ (rys. 6.8) są dla wszystkich wariantów szczelinowych zbliżone, poza W11 nieco pod krzywą W0. Nie stwierdzono istotnego wzrostu poboru mocy w wirnikach szczelinowych, co oznacza, że uzyskana poprawa H i η nie wynika ze zwiększenia energii doprowadzanej do układu, lecz z redukcji strat hydraulicznych.



Rysunek 6.6. Wysokość podnoszenia w funkcji wydajności Z1



Rysunek 6.7. Sprawność w funkcji wydajności Z1



Rysunek 6.8. Moc na wale pompy w funkcji wydajności Z1

Podsumowując rezultaty badań zasadniczych zestawu Z1 można wykazać, że:

- 1) Dla małych przepływów, ok. $Q < 5 \text{ m}^3/\text{h}$, przebiegi $H(Q)$ i $\eta(Q)$ są zbliżone, a wirnik referencyjny W0 osiąga nieco wyższą wysokość podnoszenia przy $Q \rightarrow 0$.
- 2) Dla przepływów średnich i dużych, ok. $Q \geq 5\text{--}6 \text{ m}^3/\text{h}$ większość wariantów szczelinowych osiąga wyższe wartości H niż W0, a poprawę odnotowano dla 15 z 17 wariantów szczelinowych.
- 3) Warianty W6 oraz W11 wykazują wyraźne pogorszenie parametrów przy większych przepływach, co można zaobserwować jako szybki spadek H i η , który ogranicza ich użyteczny zakres pracy.
- 4) Dla wariantów szczelinowych punkt maksymalnej sprawności jest przesunięty w kierunku większych wydajności, a przebieg $\eta(Q)$ jest bardziej spłaszczony, co wskazuje na szerszy zakres pracy o podwyższonej sprawności.
- 5) Maksymalny przyrost sprawności względem W0 wyniósł 2,78 p.p.
- 6) Charakterystyki mocy na wale $P_w(Q)$ są bardzo zbliżone dla wszystkich wariantów szczelinowych (wyjątek W11) i leżą nieco powyżej krzywej W0, co oznacza brak istotnego wzrostu poboru mocy po zastosowaniu szczelin.

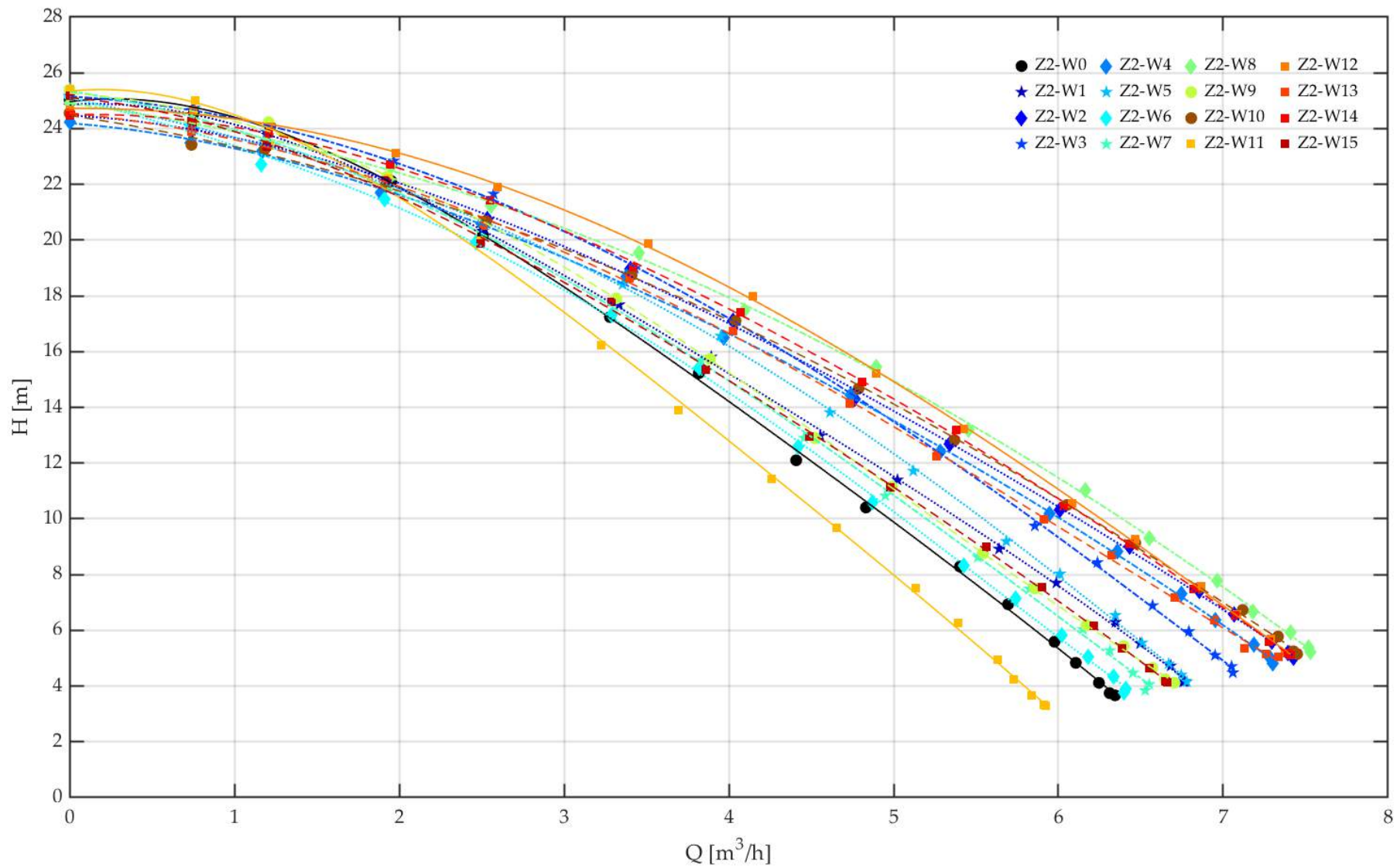
6.4.2 WYNIKI BADAŃ ZASADNICZYCH – ZESTAW 2 ($n_q = 9,90$)

Na podstawie badań wstępnych, przedstawionych w rozdziale 5.4 do dalszych analiz wybrano minimalną szerokość kanału $b = 1 \text{ mm}$ i $n_q = 9,90$ w punkcie BEP dla wirnika referencyjnego. Zestaw Z2 obejmuje łącznie 18 wirników, w tym wirnik referencyjny W0 oraz 17 wariantów wirników szczelinowych W1–W17. Na wykresach przedstawiono jedną realizację punktu centralnego, natomiast pozostałe powtórzenia wykorzystano w dalszej części pracy do estymacji błędu czystego (*pure error*) w analizie statystycznej.

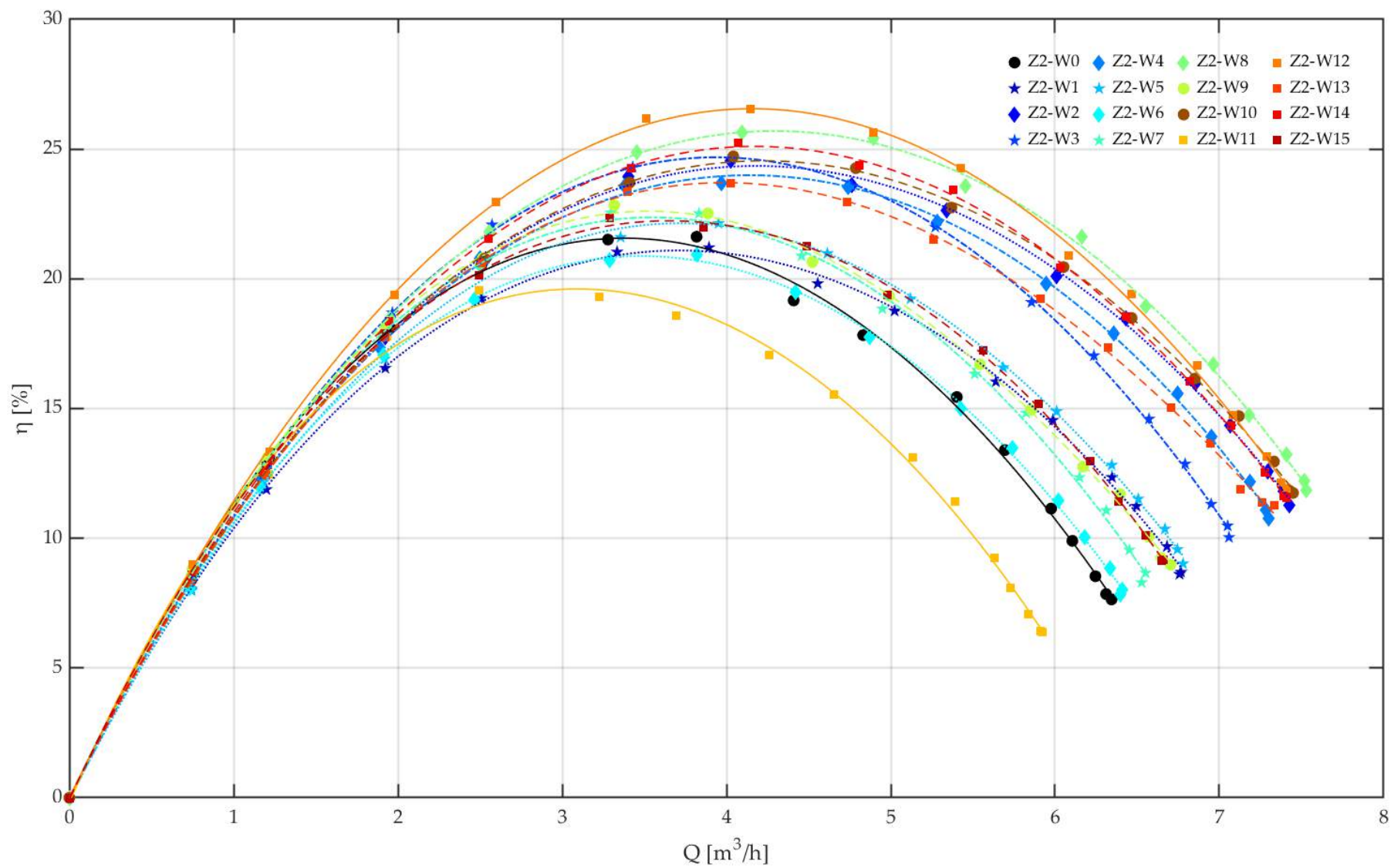
Analiza charakterystyk wysokości podnoszenia $H(Q)$ (rys. 6.9) wskazuje na wyraźne zróżnicowanie przebiegów dla wirników szczelinowych względem wariantu referencyjnego W0. Dla większości wariantów krzywe $H(Q)$ przebiegają powyżej krzywej odniesienia w szerokim zakresie przepływów, natomiast wariant W11 charakteryzuje się przebiegiem niższym i najbardziej niekorzystnym w miarę wzrostu Q . Różnice pomiędzy wariantami są najbardziej widoczne przy wydajnościach średnich i większych.

Porównanie charakterystyk sprawności $\eta(Q)$ (rys. 6.10) pokazuje, że dla większości wirników szczelinowych obserwuje się wzrost sprawności w szerokim zakresie wydajności. Wariant *W11* odstaje na niekorzyść w całym przebiegu, a dla części wariantów możliwe jest lokalne obniżenie sprawności względem *W0*. Położenie maksimum sprawności pozostaje zbliżone do wariantu referencyjnego, natomiast dla części wirników widoczne jest poszerzenie obszaru podwyższonej sprawności.

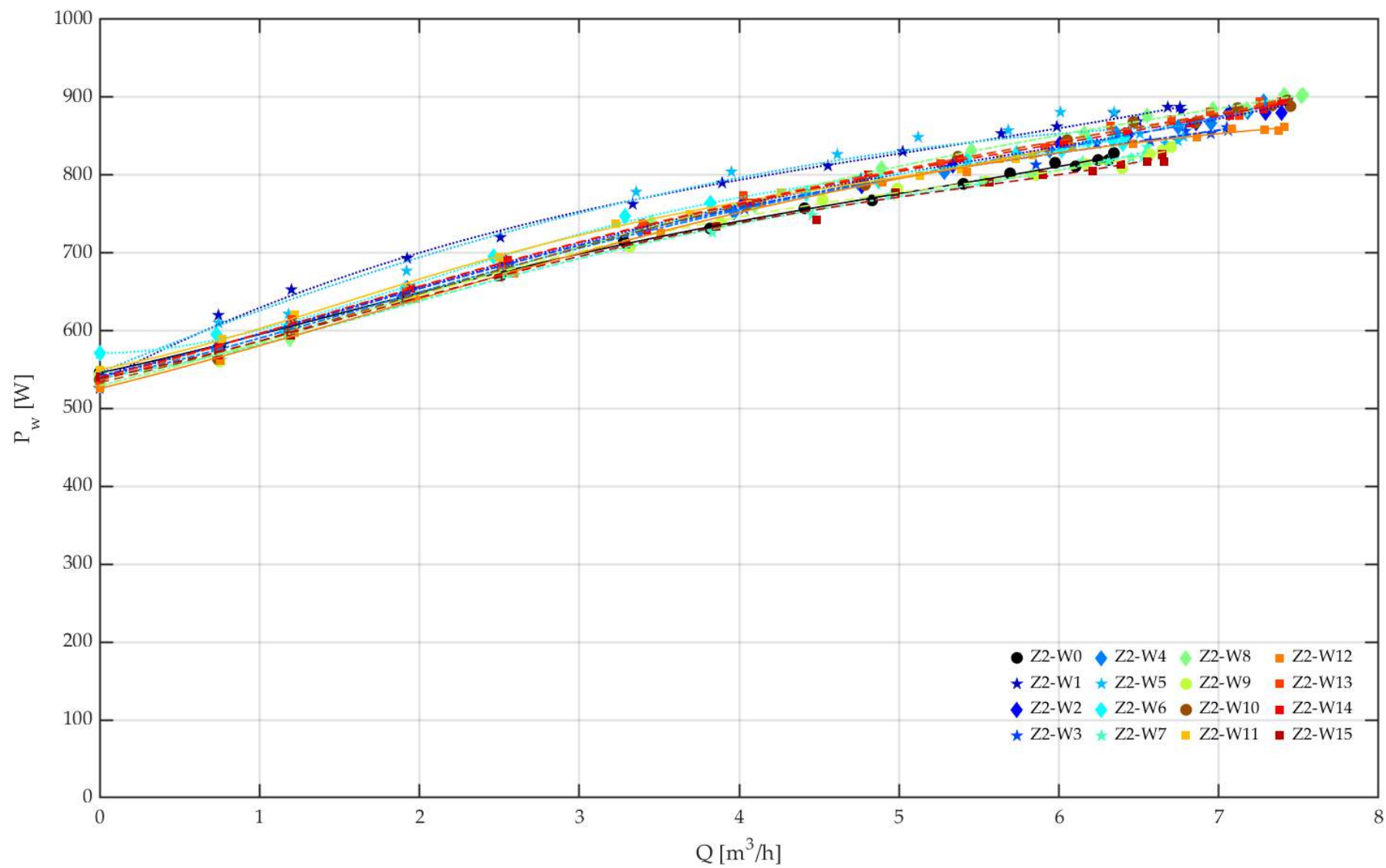
Charakterystyki mocy na wale $P_w(Q)$ (rys. 6.11) są zbliżone dla wszystkich wariantów wirników szczelinowych (z wyjątkiem wirników *W3* i *W5*, których charakterystyki $P_w(Q)$ znajdują się nad krzywą referencyjną). Różnice mają niewielką wartość i ujawniają się głównie przy wyższych przepływach, bez skokowych zmian przebiegu.



Rysunek 6.9. Wysokość podnoszenia w funkcji wydajności Z2



Rysunek 6.10. Sprawność w funkcji wydajności Z2



Rysunek 6.11. Moc na wale pompy w funkcji wydajności Z2

Podsumowując wyniki badań zasadniczych dla zestawu Z2 można stwierdzić, że:

- 1) Dla 16 z 17 wariantów wirników szczelinowych uzyskano wyższe wartości wysokości podnoszenia H niż dla wirnika referencyjnego $W0$. Wyjątkiem był wirnik $W11$, dla którego $H(Q)$ przebiegało poniżej krzywej odniesienia.
- 2) Większość wariantów szczelinowych osiągnęła wyższą sprawność η niż $W0$. Największy przyrost uzyskano dla wirnika $W12$, dla którego $\Delta\eta = 4,91$ p.p.
- 3) Niższe wartości sprawności niż dla wirnika referencyjnego odnotowano dla wariantów $W1$, $W6$ oraz $W11$.
- 4) Charakterystyki mocy na wale $P_w(Q)$ pozostają zbliżone dla wszystkich wariantów szczelinowych (wyjątek $W3$ i $W5$, których krzywe znajdują się nad $W0$), co wskazuje na brak istotnego wzrostu poboru mocy po zastosowaniu szczelin.
- 5) Wyniki zestawu Z2 potwierdzają korzystny wpływ szczelin na parametry energetyczne pompy w analizowanym zakresie pracy, przy czym konfiguracja odpowiadająca wariantowi $W11$ jest niekorzystna.

6.5 PODSUMOWANIE BADAŃ ZASADNICZYCH

W obu zestawach zastosowanie szczelin po stronie czynnej łopatki w przeważającej liczbie przypadków wiązało się z korzystnymi zmianami charakterystyk energetycznych pompy. **Najczęściej obserwowano wzrost wysokości podnoszenia H oraz wzrost sprawności η przy zbliżonych przebiegach mocy na wale P_w , co wskazuje na ograniczenie strat hydraulicznych jako dominujący mechanizm poprawy.**

Dla wirników szczelinowych widoczne było również **przesunięcie obszaru najwyższej sprawności w kierunku większych wydajności oraz spłaszczenie przebiegu $\eta(Q)$, co można interpretować jako poszerzenie zakresu pracy o podwyższonej sprawności.** Jednocześnie wyniki potwierdzają **istotną zależność obserwowanych zmian od konfiguracji geometrycznej szczeliny**, ponieważ w obu zestawach wystąpiły pojedyncze warianty o niekorzystnym przebiegu charakterystyk.

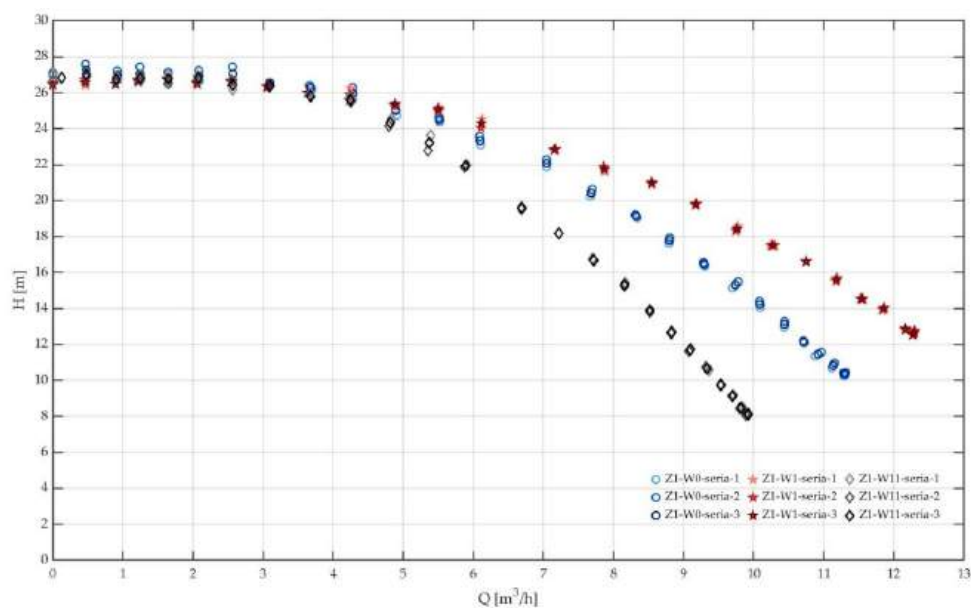
Wyniki badań eksperymentalnych wskazują na **zasadność zastosowania łopatek szczelinowych jako modyfikacji konstrukcyjnej wirnika pomp odśrodkowych o niskim wyróżniku szybkobieżności.** Rezultatem prac było **zgłoszenie rozwiązania do ochrony patentowej.** Urząd Patentowy Rzeczypospolitej Polskiej potwierdził przyjęcie zgłoszenia w dniu 24.03.2025 r. (nr P.451555).

7 ANALIZA STATYSTYCZNA, MODEL MATEMATYCZNY

Analizę statystyczną przeprowadzono w celu określenia wpływu wybranych parametrów geometrycznych wirnika: E_{gap} , R_{1gap} oraz L_{gap} , na charakterystyki hydrauliczne pompy, a także opracowania matematycznego modelu opisującego zmienność odpowiedzi układu. Analizę zrealizowano na podstawie planu eksperymentu typu CCD oraz dopasowania modeli wielomianowych drugiego rzędu (kwadratowych).

7.1 POWTARZALNOŚĆ POMIARÓW PRÓBEK, CZYSTY BŁĄD (*PURE ERROR*)

Powtarzalność pomiarów oceniono na podstawie zmienności wewnątrzobiektywnej, estymowanej z powtórzeń pomiarowych dla tego samego wirnika, zgodnie z klasycznym podejściem analizy wariancji opisanym w [97]. Na rys. 7.1 przedstawiono porównanie trzech niezależnych serii pomiarowych, dla trzech wybranych wirników (Z1: W0, W1, W11), które wykazują bardzo dobrą zgodność w całym zakresie wydajności, potwierdzając wysoką powtarzalność badań.



Rysunek 7.1. Charakterystyki wysokości podnoszenia H w funkcji wydajności Q dla wybranych wirników zestawu Z1, wyznaczone w trzech seriach pomiarowych

Powtarzalność pomiarów oceniono na podstawie trzech niezależnych serii pomiarowych wykonanych dla tego samego wirnika. Dla każdego punktu pracy obliczono średnią wartość wysokości podnoszenia, odchylenie standardowe s_H oraz współczynnik zmienności CV . Wersję skróconą danych i parametrów wynikowych zestawiono w tab. 7.1.

Tabela 7.1. Wybrane wyniki pomiarów trzech wirników zestawu Z1 wraz ze średnim współczynnikiem zmienności

Ozn.	Q_1	H_1	Q_2	H_2	Q_3	H_3	$Q_{\bar{s}r}$	$H_{\bar{s}r}$	$\sum (H_i - \bar{H})$	s_H	CV	$CV_{\bar{s}r}$
	[m ³ /h]	[m]	[m ³ /h]	[m]	[m ³ /h]	[m]	[m ³ /h]	[m]	[m]	[m]	[%]	[%]
W0	9,78	15,49	9,70	15,15	9,74	15,32	9,74	15,32	0,06	0,17	1,11%	0,90
	9,29	16,55	9,30	16,36	9,29	16,46	9,29	16,46	0,02	0,10	0,58%	
	8,80	17,93	8,79	17,64	8,80	17,78	8,80	17,78	0,04	0,14	0,80%	
	8,31	19,22	8,34	19,05	8,32	19,13	8,32	19,13	0,01	0,08	0,44%	
	7,70	20,63	7,67	20,23	7,68	20,43	7,68	20,43	0,08	0,20	0,96%	
W1	9,17	19,75	9,19	19,84	9,18	19,80	9,18	19,80	0,00	0,04	0,22%	0,35
	8,55	21,03	8,55	20,90	8,55	20,96	8,55	20,96	0,01	0,07	0,32%	
	7,86	21,88	7,88	21,62	7,87	21,75	7,87	21,75	0,03	0,13	0,59%	
	7,17	22,86	7,15	22,81	7,16	22,84	7,16	22,84	0,00	0,03	0,12%	
	6,11	24,05	6,12	24,53	6,11	24,29	6,11	24,29	0,11	0,24	0,98%	
W11	7,71	16,77	7,72	16,66	7,71	16,71	7,71	16,71	0,01	0,06	0,35%	0,47
	7,22	18,18	7,22	18,20	7,22	18,19	7,22	18,19	0,00	0,01	0,07%	
	6,69	19,63	6,69	19,53	6,69	19,58	6,69	19,58	0,01	0,05	0,27%	
	5,91	22,00	5,87	21,88	5,89	21,94	5,89	21,94	0,01	0,06	0,26%	
	5,39	23,62	5,35	22,78	5,37	23,20	5,37	23,20	0,35	0,42	1,79%	

Wartości współczynnika zmienności dla wysokości podnoszenia, wyznaczone dla trzech wybranych wirników zestawu Z1, mieściły się w przedziale 0,35–0,90%. Tak niskie wartości CV świadczą o bardzo małym względnym rozrzucie wyników i wysokiej jednorodności pomiarów, co jest zgodne z klasyczną interpretacją statystyki opisowej [104,105].

Ocena powtarzalności serii pomiarowych wskazała na stabilną pracę stanowiska. W planowaniu eksperymentu potrzebna jest dodatkowo liczbowo określona skala losowego rozrzutu odpowiedzi w identycznych nastawach czynników, niezależna od przyjętej postaci modelu regresyjnego. Taką informację daje czysty błąd (*pure error*) wyznaczany z prawdziwych replikacji, czyli osobnych realizacji tego samego punktu planu, a nie wielokrotnych odczytów w jednym uruchomieniu. Składnik losowy obejmuje błąd pomiaru, zmienność procesu w czasie oraz nieuniknione różnice odtwarzania warunków doświadczenia.

Zgodnie z planem eksperymentu punkt centralny ($R_{1gap} = 50$ mm, $L_{gap} = 5$ mm, $E_{gap} = 8$ mm) zrealizowano trzykrotnie (W15–W17), przyjmując typową dla badań inżynierskich liczbę powtórzeń $n_c = 3$ [99]. Dla porównania replikacji przyjęto trzy punkty pracy $0,6Q_{opt}$, $1,0Q_{opt}$ oraz $1,4Q_{opt}$, przy czym Q_{opt} określono jako średnią wartość Q_{BEP} dla wirników W15–W17. Wartości H i η w odpowiadających im Q_{ref} wyznaczono z aproksymacji wielomianowej charakterystyk, a następnie obliczono \bar{H} , $\bar{\eta}$ oraz miary błędu czystego MS_{PE} i SPE zestawione w tab. 7.2.

Wielkość MS_{PE} stanowi estymator wariancji składnika losowego, natomiast SPE jest bezpośrednio interpretowane jako typowy rozrzut wyników między trzema replikacjami w danym punkcie pracy. Wartości $SPE(\eta)$ podano w p.p., tj. w punktach

procentowych sprawności. Dla zestawu 1 uzyskano: $s_{PE}(\eta) = (0,02-0,06)$ p.p. oraz $s_{PE}(H) = (0,02-0,09)$ m. Dla zestawu 2 wartości wyniosły $s_{PE}(\eta) = (0,06-0,19)$ p.p. oraz $s_{PE}(H) = (0,05-0,23)$ m. Niewielkie wartości s_{PE} wskazują na dobrą stabilność realizacji punktu centralnego i mały udział zakłóceń losowych. Uzasadnia to jednokrotną realizację pozostałych punktów planu przy zachowaniu możliwości ilościowej oceny szumu eksperymentalnego na podstawie replikacji punktu centralnego.

Tabela 7.2. Analiza błędu czystego (pure error) w jądrze planu eksperymentu

Zestaw	Q/Q_{opt}	Q_{ref}	\bar{H}	$MS_{PE}(H)$	$s_{PE}(H)$	$\bar{\eta}$	$MS_{PE}(\eta)$	$s_{PE}(\eta)$
		m ³ /h	m	m ²	m	%	(p. p.) ²	p. p.
Z1	0,6	5,14	24,54	0,0004	0,02	39,37	0,0004	0,02
	1,0	8,57	20,27	0,0016	0,04	44,96	0,0010	0,03
	1,4	11,99	12,30	0,0083	0,09	35,44	0,0034	0,06
Z2	0,6	2,09	21,26	0,0544	0,23	18,60	0,0351	0,19
	1,0	3,49	16,79	0,0175	0,13	22,17	0,0130	0,11
	1,4	4,89	11,60	0,0024	0,05	20,07	0,0033	0,06

gdzie wg [96]:

n_c – liczba replikacji punktu centralnego,

y_j – wartość odpowiedzi w j -tej replikacji,

\bar{y} – średnia z replikacji,

$SS_{PE} = \sum_{j=1}^{n_c} (y_j - \bar{y})^2$ – suma kwadratów błędu czystego,

$MS_{PE} = SS_{PE}/(n_c - 1)$ – średni kwadrat błędu czystego (estymator wariancji składnika losowego),

$s_{PE} = \sqrt{MS_{PE}}$ – odchylenie standardowe błędu czystego.

Replikacje punktu centralnego $n_c = 3$ umożliwiły wyznaczenie czystego błędu jako miary losowego rozrzutu odpowiedzi. Otrzymane wartości s_{PE} wskazują na dobrą stabilność realizacji planu w rozpatrywanym zakresie punktów pracy.

7.2 WERYFIKACJA WPŁYWU PARAMETRÓW GEOMETRYCZNYCH

W celu oceny wpływu parametrów geometrycznych szczeliny wirnika przeprowadzono analizę efektów głównych, polegającą na porównaniu charakterystyk pracy pompy przy zmianie jednego parametru i stałych wartościach pozostałych. Podejście to jest zgodne z metodyką planowania eksperymentów oraz analizą powierzchni odpowiedzi, w której wpływ pojedynczego czynnika ocenia się przy ustalonych poziomach pozostałych czynników [97].

Na podstawie planu CCD z zestawienia badanych wirników wyodrębniono podzbiory spełniające kryterium stałości dwóch parametrów geometrycznych. W każdym podzbiore uwzględniono trzy wirniki różniące się wartością jednego parametru, co umożliwiło jakościową ocenę jego wpływu na charakterystyki energetyczne.

Do analizy przyjęto trzy grupy wirników

- Grupa 1 – zmienna długość szczeliny L_{gap} przy stałych wartościach E_{gap} i R_{1gap} (W13, W14, W15; tab. 7.3).

Tabela 7.3. Fragment tabeli z parametrami geometrycznymi szczeliny wg CCD dla stałych E_{gap} i R_{1gap}

WIRNIK	E_{gap} , mm	R_{1gap} , mm	L_{gap} , mm
W13	8	50	0
W14	8	50	10
W15	8	50	5

- Grupa 2 – zmienna szerokość szczeliny E_{gap} przy stałych wartościach R_{1gap} i L_{gap} (W9, W10, W15; tab. 7.4).

Tabela 7.4. Fragment tabeli z parametrami geometrycznymi szczeliny wg CCD dla stałych R_{1gap} i L_{gap}

WIRNIK	E_{gap} , mm	R_{1gap} , mm	L_{gap} , mm
W9	5	50	5
W10	11	50	5
W15	8	50	5

- Grupa 3 – zmienny promień położenia szczeliny R_{1gap} przy stałych wartościach E_{gap} i L_{gap} (W11, W12, W15; tab. 7.5).

Tabela 7.5. Fragment tabeli z parametrami geometrycznymi szczeliny wg CCD dla stałych E_{gap} i L_{gap}

WIRNIK	E_{gap} , mm	R_{1gap} , mm	L_{gap} , mm
W11	8	30	5
W12	8	70	5
W15	8	50	5

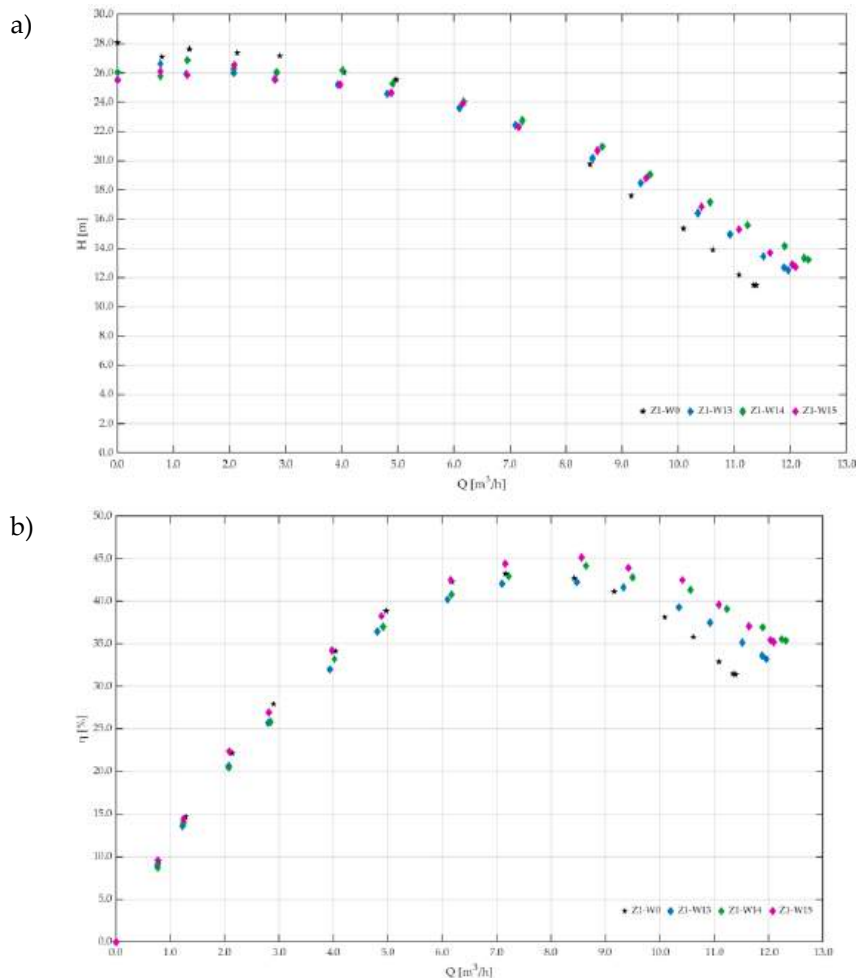
Rozpatrywane wartości parametrów (tab. 7.3–7.5) odpowiadają punktom gwiazdowym oraz punktowi centralnemu planu CCD, co pozwala ocenić wpływ wymiarów skrajnych i pośrednich geometrii szczeliny na przebieg charakterystyk.

Dla każdej grupy sporządzono charakterystyki $H(Q)$ oraz $\eta(Q)$ dla trzech wirników i porównano je z wirnikiem referencyjnym W0 w obrębie danego zestawu. Analizę przeprowadzono oddzielnie dla Zestawu 1 (Z1) i Zestawu 2 (Z2), dla których zastosowanie szczelin wykazało korzystny wpływ na charakterystyki

energetyczne pompy i które odpowiadają niskim wartościom wyróżnika szybkobieżności. Charakterystyki mocy na wale pominięto, ponieważ zgodnie z wynikami rozdziału 6 nie wykazywały istotnych różnic pomiędzy wirnikami z łopatką ciągłą i szczelinową.

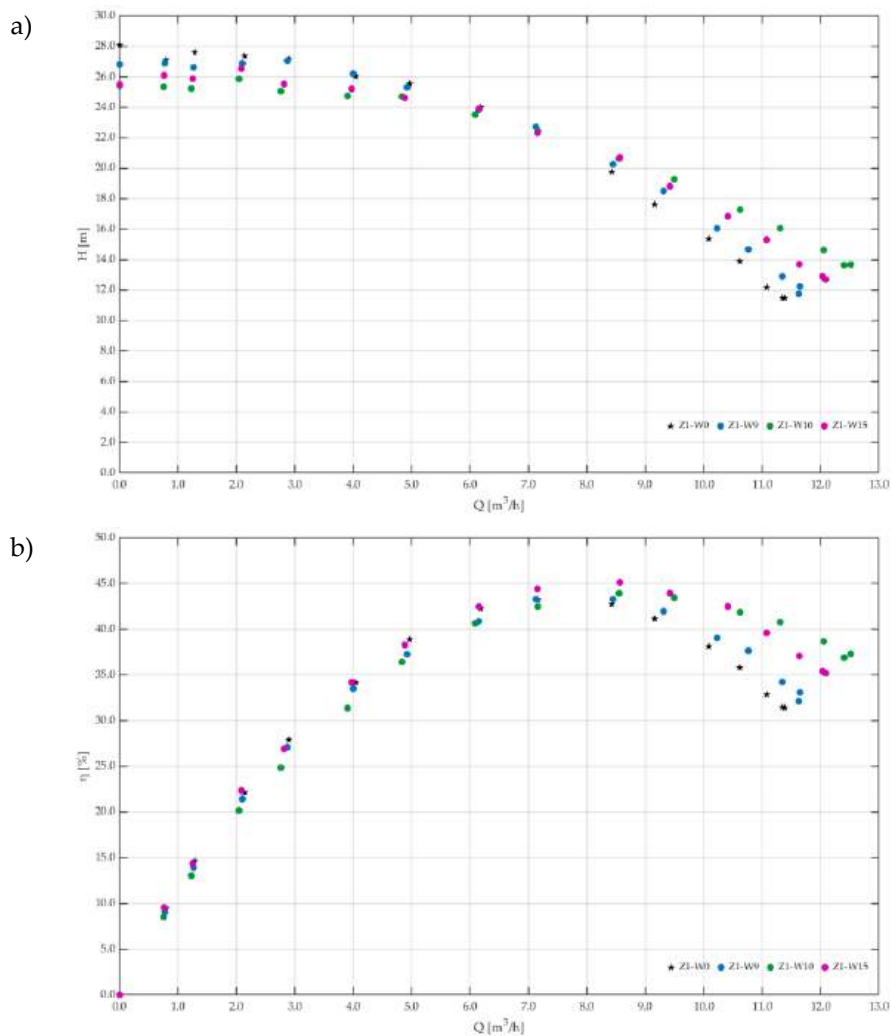
7.2.1 WYRÓŻNIK SZYBKOBIEŻNOŚCI – ZESTAW 1 ($n_q = 12,46$)

Analiza charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ dla zestawu Z1 (rys. 7.2) wskazuje, że zmiana długości szczeliny L_{gap} w zakresie 0–10 mm wywołuje jedynie niewielkie różnice między wirnikami W13–W15. Przebiegi $H(Q)$ są praktycznie zbieżne, a przy większych wydajnościach wirniki szczelinowe osiągają wysokość podnoszenia tylko nieznacznie wyższą niż wirnik referencyjny W0. Również $\eta(Q)$ pozostaje zbliżona dla wszystkich wariantów, z lokalnie wyższymi wartościami dla W15 przy największych wydajnościach. Z przedstawionych charakterystyk wynika, że przy $n_q = 12,46$ zmiany L_{gap} nie powodują wyraźnych różnic w przebiegach $H(Q)$ i $\eta(Q)$.



Rysunek 7.2. Charakterystyki: a) wysokości podnoszenia i b) sprawności dla wirników o zmiennej L_{gap}

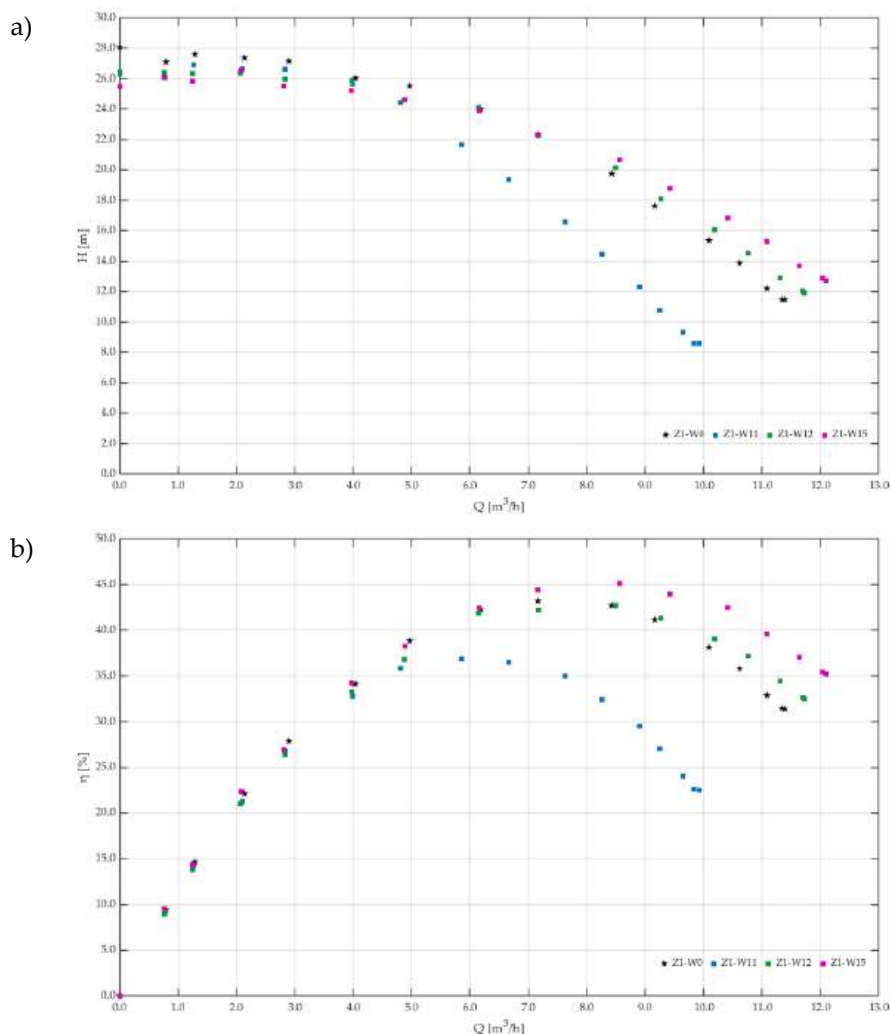
Na podstawie wykresów $H(Q)$ i $\eta(Q)$ dla zestawu Z1 (rys. 7.3) można stwierdzić, że zmiana szerokości szczeliny E_{gap} wpływa przede wszystkim na sprawność pompy, natomiast w mniejszym stopniu na wysokość podnoszenia. Wariant W9 ($E_{gap} = 5$ mm) daje przebiegi zbliżone do wirnika referencyjnego W0, szczególnie w zakresie małych i średnich wydajności. Zwiększenie E_{gap} do 8 mm (W15) oraz 11 mm (W10) wiąże się z wyższymi wartościami $\eta(Q)$ w większości zakresu pracy, a przy większych wydajnościach widoczna jest tendencja wzrostowa wyników dla W10 (W15 – wartości zbliżone). Różnice w $H(Q)$ pozostają niewielkie, przy czym dla większych Q warianty o większym E_{gap} osiągają lokalnie nieco wyższe wartości H .



Rysunek 7.3. Charakterystyki: a) wysokości podnoszenia i b) sprawności dla wirników o zmiennej E_{gap}

Na rys. 7.4 przedstawiono wpływ promienia położenia szczeliny R_{1gap} na charakterystyki $H(Q)$ i $\eta(Q)$ w zestawie Z1. Wariant W11 ($R_{1gap} = 30$ mm) charakteryzuje się obniżeniem zarówno wysokości podnoszenia, jak i sprawności względem W0, szczególnie w zakresie średnich i dużych wydajności.

Dla $W12$ ($R_{1gap} = 70$ mm) przebieg $H(Q)$ pozostaje zbliżony do $W0$, natomiast $\eta(Q)$ jest porównywalna lub lokalnie nieco wyższa. Najwyższe wartości sprawności przy większych wydajnościach uzyskuje $W15$ ($R_{1gap} = 50$ mm). Otrzymane przebiegi sugerują, że w badanym zakresie zbyt mały promień ($R_{1gap} = 30$ mm) jest niekorzystny, natomiast wartości $R_{1gap} = 50$ – 70 mm sprzyjają utrzymaniu $H(Q)$ przy jednoczesnej poprawie $\eta(Q)$.

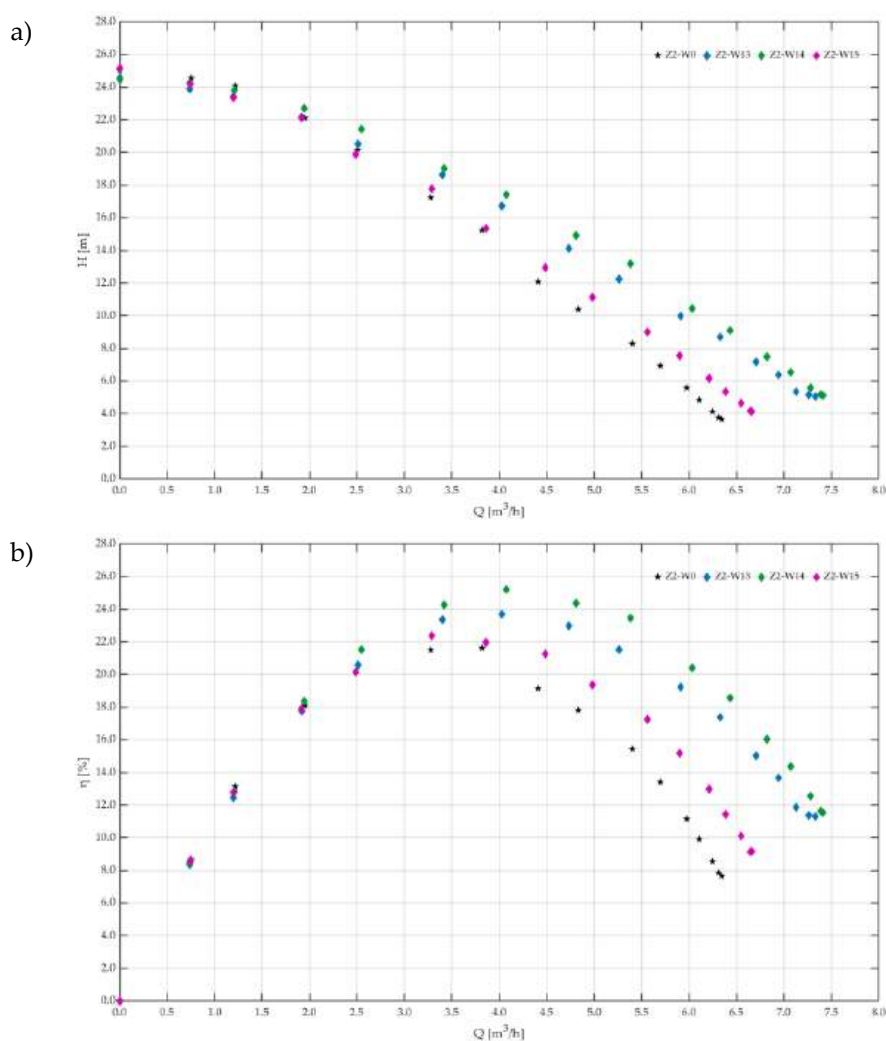


Rysunek 7.4. Charakterystyki wysokości podnoszenia i sprawności dla wirników o zmiennego R_{1gap}

Wyniki dla zestawu $Z1$ ($n_q = 12,46$) wskazują, że na przebieg charakterystyk największy wpływ mają parametry E_{gap} i R_{1gap} . Zwiększenie E_{gap} sprzyja wzrostowi sprawności, natomiast zbyt mały promień $R_{1gap} = 30$ mm pogarsza parametry pracy, podczas gdy zakres 50–70 mm pozwala utrzymać wysokość podnoszenia na poziomie zbliżonym do $W0$ przy lokalnej poprawie $\eta(Q)$, a wpływ L_{gap} pozostaje słabiej zaznaczony. W kolejnej części przedstawiono analizę dla zestawu wirników o wyróżniku szybkobieżności $n_q = 9,90$.

7.2.2 WYRÓŻNIK SZYBKOBIEŻNOŚCI – ZESTAW 2 ($n_q = 9,90$)

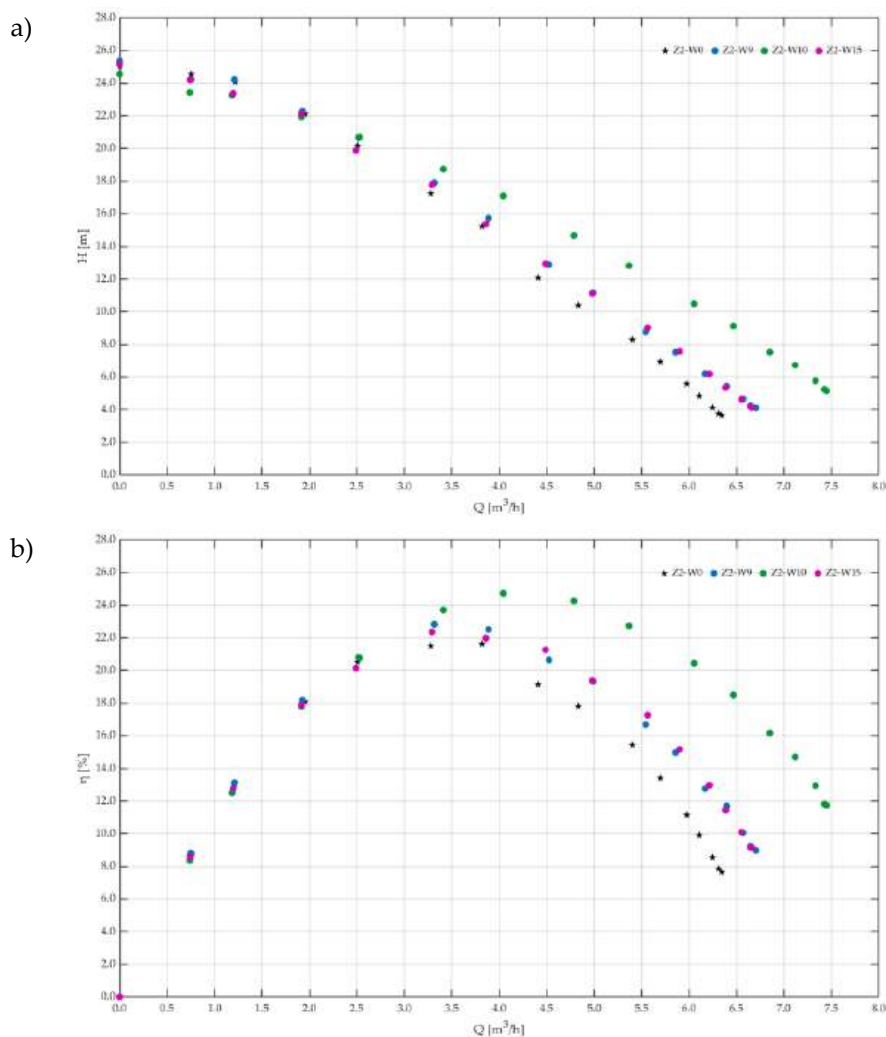
W dalszej części przedstawiono jakościową ocenę wpływu parametrów szczeliny na $H(Q)$ i $\eta(Q)$ dla zestawu Z2 ($n_q = 9,90$). Analiza charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ dla zestawu Z2 (rys. 7.5) wskazuje, że zmiana długości szczeliny L_{gap} wpływa na parametry pracy głównie dla wydajności powyżej ok. $2 \text{ m}^3/\text{h}$. Wirniki W13 i W14 osiągają w tym zakresie wyższe wartości H i η niż wirnik referencyjny W0, przy czym korzystniejsze przebiegi obserwuje się dla W14 ($L_{gap} = 10 \text{ mm}$). Wariant W15 ($L_{gap} = 5 \text{ mm}$) pozostaje zbliżony do W0 pod względem $H(Q)$, a poprawa $\eta(Q)$ ujawnia się dopiero przy większych wydajnościach. Widoczna jest także tendencja do niewielkiego zwiększenia maksymalnej wydajności dla wariantów szczelinowych, szczególnie dla W13 i W14.



Rysunek 7.5. Charakterystyki: a) wysokości podnoszenia i b) sprawności dla wirników o zmiennej L_{gap}

Analiza charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ dla zestawu Z2 (rys. 7.6) wskazuje, że od wydajności ok. $2,5 \text{ m}^3/\text{h}$ wszystkie rozpatrywane wirniki szczelinowe osiągają wartości H i η wyższe niż wirnik referencyjny W0. Najkorzystniejsze przebiegi

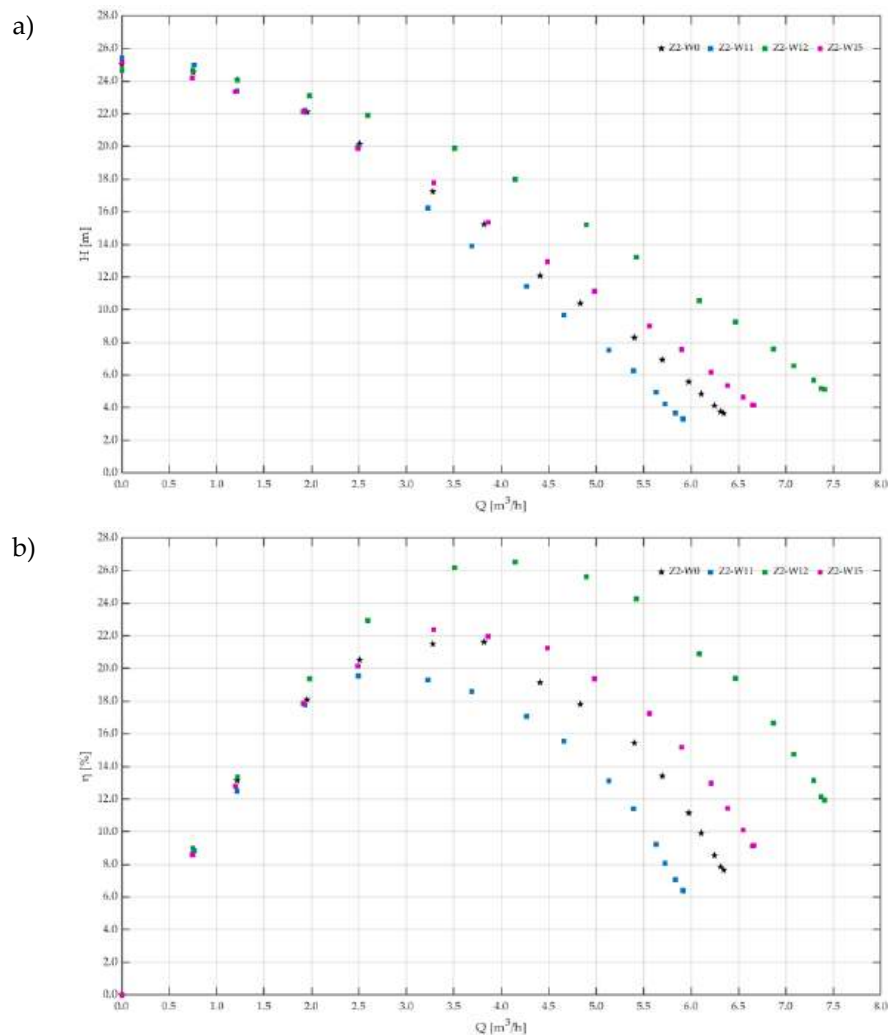
uzyskano dla W10 ($E_{gap} = 11$ mm), który charakteryzuje się najwyższą sprawnością (ok. 25%) oraz największym rozszerzeniem zakresu pracy (ok. $+1,1$ m³/h względem W0). Charakterystyki W9 ($E_{gap} = 5$ mm) i W15 ($E_{gap} = 8$ mm) są do siebie zbliżone, a różnice między nimi są niewielkie na tle poprawy obserwowanej dla wariantu W10.



Rysunek 7.6. Charakterystyki: a) wysokości podnoszenia i b) sprawności dla wirników o zmiennej E_{gap}

Na rys. 7.7 przedstawiono wpływ promienia położenia szczeliny R_{1gap} na charakterystyki $H(Q)$ i $\eta(Q)$ w zestawie Z2. Wariant W12 ($R_{1gap} = 70$ mm) osiąga najwyższe wartości wysokości podnoszenia i sprawności w całym analizowanym zakresie oraz umożliwia zwiększenie maksymalnej wydajności o ok. 1 m³/h względem W0. Dla W11 ($R_{1gap} = 30$ mm) obserwuje się obniżenie parametrów pracy, szczególnie przy średnich i większych wydajnościach. Wirnik W15 ($R_{1gap} = 50$ mm) uzyskuje wartości pośrednie – wyższe niż W11 i W0, lecz niższe niż W12. Otrzymane przebiegi sugerują, że w rozpatrywanym zakresie korzystniejszy jest większy

promień położenia szczeliny, natomiast zbyt mała wartość $R_{1gap} = 30$ mm jest niekorzystna.



Rysunek 7.7. Charakterystyki wysokości podnoszenia i sprawności dla wirników o zmiennego R_{1gap}

Dla $n_q = 9,90$ obserwowane zmiany charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ są najsilniej związane z parametrami E_{gap} i R_{1gap} . Wpływ L_{gap} w rozpatrywanym zakresie jest mniej wyraźny.

Na podstawie przeprowadzonej analizy jakościowej można wywnioskować, że:

- Dla obu wyróżników najbardziej wyraźny wpływ na przebieg $H(Q)$ i $\eta(Q)$ wykazują parametry E_{gap} oraz R_{1gap} , natomiast wpływ L_{gap} jest słabiej zaznaczony.
- Dla $n_q = 9,90$ korzystniejsze wyniki uzyskano dla większej szerokości szczeliny ($E_{gap} = 11$ mm, W10) oraz większego promienia położenia szczeliny ($R_{1gap} = 70$ mm, W12), natomiast $R_{1gap} = 30$ mm wiąże się z pogorszeniem parametrów.

- Dla $n_q = 12,46$ zwiększenie E_{gap} sprzyja poprawie sprawności przy niewielkich zmianach wysokości podnoszenia, a $R_{1gap} = 30$ mm jest niekorzystny, podczas gdy zakres 50–70 mm pozwala utrzymać $H(Q)$ na poziomie zbliżonym do $W0$ przy lokalnej poprawie $\eta(Q)$.
- Wpływ L_{gap} jest relatywnie niewielki (szczególnie dla $n_q = 12,46$), przy czym dla $n_q = 9,90$ zmiany ujawniają się głównie przy większych wydajnościach.

W kolejnym etapie wpływ wszystkich zmiennych geometrycznych zostanie oceniony ilościowo na podstawie modeli regresyjnych.

7.3 ILOŚCIOWA ANALIZA STATYSTYCZNA

W analizie statystycznej zestawów $Z1$ oraz $Z2$, oprócz zmiennych geometrycznych wynikających bezpośrednio z planu eksperymentu (CCD), uwzględniono dodatkowy parametr operacyjny, jakim jest wydajność Q [m³/h]. Parametr ten nie został uwzględniony w planie CCD, ponieważ determinuje charakterystyki przepływowe pompy [12,20,29]. Z tego względu parametr Q potraktowano jako dodatkową zmienną sterującą (*covariate*) i uwzględniono w modelu regresyjnym jako predyktor pomocniczy, zgodnie z klasyczną metodyką analizy regresji i planowania eksperymentów [97,106].

7.3.1 POSTAĆ MODELU REGRESYJNEGO

Model regresyjny przyjęto w postaci klasycznego modelu kwadratowego CCD dla zmiennych geometrycznych $x_1 = E_{gap}$, $x_2 = R_{1gap}$, $x_3 = L_{gap}$, rozszerzonego o dodatkowy predyktor $x_4 = Q$:

$$\begin{aligned}
 Y = & \beta_0 + \beta_1 \cdot x_1 + \beta_2 \cdot x_2 + \beta_3 \cdot x_3 + \beta_4 \cdot x_4 + \\
 & + \beta_{11} \cdot x_1^2 + \beta_{22} \cdot x_2^2 + \beta_{33} \cdot x_3^2 + \beta_{44} \cdot x_4^2 + \\
 & + \beta_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + \beta_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + \beta_{14} \cdot x_1 \cdot x_4 + \\
 & + \beta_{23} \cdot x_2 \cdot x_3 + \beta_{24} \cdot x_2 \cdot x_4 + \beta_{34} \cdot x_3 \cdot x_4.
 \end{aligned}
 \tag{7.1}$$

gdzie:

$x_1 = E_{gap}$ – szerokość szczeliny,

$x_2 = R_{1gap}$ – promień położenia szczeliny,

$x_3 = L_{gap}$ – długość szczeliny,

$x_4 = Q$ – wydajność, zmienna sterująca,

x_1, x_2, x_3, x_4 – efekty liniowe,

$x_1^2, x_2^2, x_3^2, x_4^2$ – efekty kwadratowe,

$x_1 \cdot x_2, x_1 \cdot x_3, x_1 \cdot x_4, x_2 \cdot x_3, x_2 \cdot x_4, x_3 \cdot x_4$ – interakcje.

Zmienne $x_1 - x_3$ wprowadzono do modelu w postaci wartości kodowanych zgodnych z planem eksperymentu, natomiast x_4 jest zmierzoną wydajnością Q [m³/h]. Zależność sprawności η od wydajności Q ma fizycznie punkt graniczny $\eta \rightarrow 0$ dla $Q \rightarrow 0$, jednak model regresyjny ma charakter lokalny i został dopasowany wyłącznie w zakresie pomiarowym $Q \in [Q_{min}, Q_{max}]$. Z tego względu nie narzucano warunku przejścia funkcji przez punkt (0,0), ponieważ w modelu wielomianowym drugiego rzędu wprowadzałoby to sztuczne ograniczenie i pogarszało dopasowanie w obszarze roboczym. W konsekwencji w modelu pozostawiono wyraz wolny β_0 , a interpretację predykcji ograniczono do rozważanego zakresu wydajności.

Estymację współczynników oraz ocenę dopasowania przeprowadzono w programie DataFit 9.1.32 metodą najmniejszych kwadratów. Ustawienia procedury obliczeniowej zestawiono w tab. 7.6.

Tabela 7.6. Parametry procedury obliczeniowej

Parametr	Wartość	Uwagi
Liczba obserwacji	240	komplet danych
Brakujące obserwacje	0	–
Solver	nieliniowy	–
Limit iteracji nieliniowych	250	–
Limit rozbieżnych iteracji	10	–
Wykonane iteracje	8	szybka zbieżność
Tolerancja reszt	$1 \cdot 10^{-10}$	restrykcyjna

7.3.2 ANALIZA STATYSTYCZNA – ZESTAW 1 ($n_q = 12,46$)

Zdolność predykcyjną modeli regresyjnych wysokości podnoszenia i sprawności dla dwóch wyróżników szybkobieżności, wyznaczonych na podstawie wyników badań eksperymentalnych, oceniono z wykorzystaniem wielokryterialnej analizy statystycznej. Weryfikacja obejmowała trzy elementy: ocenę miar dobroci dopasowania, analizę istotności statystycznej współczynników regresji z zastosowaniem testu t-Studenta (przy poziomie istotności $\alpha = 0,05$) oraz diagnostykę reszt. W ramach analizy składnika losowego zbadano rozkład empiryczny błędów oraz sprawdzono ich własności, w szczególności niezależność

i możliwość występowania autokorelacji. Tak przeprowadzona ocena umożliwiła identyfikację ewentualnych składowych systematycznych błędów i określenie wiarygodności uzyskanych wyników.

a) Wysokość podnoszenia – Z1

Miary jakości dopasowania zestawione w tab. 7.7 wskazują na bardzo wysoką zgodność modelu z danymi pomiarowymi. Współczynnik determinacji wynosi $R^2 = 0,942$ (przy $R_{adj}^2 = 0,938$), co oznacza, że model wyjaśnia ok. 94,2% zmienności wysokości podnoszenia. Niewielkie wartości miar błędów ($SSE = 419$, $RMSE = 1,365$, $MAE = 1,005$) potwierdzają małe odchylenia predykcji od wartości empirycznych, a $MAPE = 5,94\%$ wskazuje na niski przeciętny błąd względny. Suma reszt ($8,9 \cdot 10^{-12}$) oraz średnia reszta ($3,7 \cdot 10^{-14}$) są praktycznie równe zeru, co świadczy o braku systematycznego obciążenia modelu. Jednocześnie wartość $DW = 0,32$ sugeruje dodatnią autokorelację reszt, co jest spójne z sekwencyjnym wykonywaniem pomiarów w kolejnych punktach pracy (od obszaru maksymalnej wydajności do zamknięcia zaworu). Z tego względu diagnostykę modelu uzupełniono analizą rozkładu błędów.

Tabela 7.7. Miary dopasowania modelu regresyjnego wysokości podnoszenia Z1

Miara	Wartość	Interpretacja
Suma reszt	$8,9 \cdot 10^{-12}$	~ 0
Średnia reszta	$3,7 \cdot 10^{-14}$	~ 0
Suma kwadratów reszt (SSE)	419	niewyjaśniona zmienność
Standardowy błąd estymacji ($RMSE$)	1,365	typowy błąd predykcji
Średni błąd bezwzględny (MAE)	1,005	średnia wartość bezwzględna błędów predykcji
Średni bezwzględny błąd procentowy ($MAPE$)	5,94%	średni procentowy błąd predykcji
Współczynnik determinacji R^2	0,942	94,2% wyjaśnionej wariancji
R^2 skorygowane	0,938	koryguje liczbę predyktorów
Procent wariancji wyjaśnionej	94,2%	procent całkowitej wariancji zmiennej Y wyjaśniony przez model
Durbin–Watson	0,32	dodatnia autokorelacja reszt

Istotność składników modelu regresyjnego oceniono testem t–Studenta dla $\alpha = 0,05$ (tab. 7.8), weryfikując cząstkowy wkład każdego wyrazu przy jednoczesnym uwzględnieniu pozostałych predyktorów. Nie potwierdzono istotności bezpośredniego wpływu geometrii x_3 – zarówno wyraz liniowy x_3 ($p = 0,453$), jak i składnik kwadratowy x_3^2 ($p = 0,221$) są nieistotne. Jednocześnie istotne okazały się interakcje z x_3 : $x_1 \cdot x_3$ ($p = 0,031$), $x_2 \cdot x_3$ ($p < 0,001$) oraz $x_3 \cdot x_4$ ($p = 0,042$). Oznacza to, że rola parametru x_3 ujawnia się głównie w zależności od poziomu innych zmiennych, a nie jako samodzielny efekt liniowy lub kwadratowy.

Najsilniej zaznacza się wpływ wydajności x_4 : zarówno składnik liniowy x_4 ($p = 0,022$), jak i składnik kwadratowy x_4^2 ($p < 0,001$) są istotne, co potwierdza wyraźnie nieliniowy charakter zależności. Dodatkowo istotne są interakcje $x_1 \cdot x_4$ ($p < 0,001$) oraz $x_2 \cdot x_4$ ($p < 0,001$), wskazujące, że wpływ wydajności zależy od wartości x_1 i x_2 . Nie wykazano istotności dla x_1^2 ($p = 0,294$), interakcji $x_1 \cdot x_2$ ($p = 0,148$) oraz dla składnika liniowego x_2 ($p = 0,285$). Natomiast istotne są: wyraz liniowy x_1 ($p < 0,001$), składnik kwadratowy x_2^2 ($p < 0,001$) oraz interakcje $x_1 \cdot x_3$, $x_2 \cdot x_3$, $x_3 \cdot x_4$, $x_1 \cdot x_4$ i $x_2 \cdot x_4$.

Tabela 7.8. Współczynniki regresji (test t)

Zmienna	Składnik	Wartość	Błąd std.	t	p
β_0	Intercept	26,592	0,396	67,167	0,000
β_1	x_1	-0,659	0,171	-3,854	0,000
β_{11}	x_1^2	0,146	0,139	1,053	0,294
β_{12}	$x_1 \cdot x_2$	0,175	0,121	1,453	0,148
β_{13}	$x_1 \cdot x_3$	-0,261	0,121	-2,165	0,031
β_{14}	$x_1 \cdot x_4$	0,081	0,022	3,659	0,000
β_2	x_2	-0,185	0,173	-1,073	0,285
β_{22}	x_2^2	-0,625	0,139	-4,498	0,000
β_{23}	$x_2 \cdot x_3$	0,579	0,121	4,788	0,000
β_{24}	$x_2 \cdot x_4$	0,108	0,023	4,656	0,000
β_3	x_3	0,129	0,171	0,752	0,453
β_{33}	x_3^2	0,170	0,139	1,227	0,221
β_{34}	$x_3 \cdot x_4$	-0,045	0,022	-2,042	0,042
β_4	x_4	0,209	0,091	2,305	0,022
β_{44}	x_4^2	-0,116	0,007	-16,441	0,000

Uwaga: $p = 0$ oznacza $p < 0,001$.

Przedziały ufności wyznaczono dla wszystkich estymowanych współczynników regresji. Program DataFit 9.1.32 umożliwia ich wyznaczenie dla poziomów 68%, 90%, 95% i 99%, przy czym wzrost poziomu ufności wiąże się z poszerzeniem przedziału, a tym samym z większą pewnością kosztem mniejszej precyzji oszacowania.

W niniejszej pracy przyjęto poziom ufności 95%, powszechnie stosowany w analizie regresji, jako kompromis pomiędzy dokładnością estymacji a przejrzystością prezentacji wyników. Odpowiadające temu poziomowi przedziały ufności zestawiono w tab. 7.9.

Przedziały ufności stanowią uzupełnienie testu t -Studenta i pozwalają na ocenę niepewności estymowanych współczynników. Dla składników istotnych statystycznie przedziały nie obejmują wartości zerowej, natomiast dla składników nieistotnych obejmują zero, co potwierdza wcześniejsze wnioski dotyczące struktury modelu.

Tabela 7.9. Przedział ufności 95%

Zmienna	Wartość	±	Dolna	Górna
β_0	26,592	0,780	25,812	27,372
β_1	-0,659	0,337	-0,995	-0,322
β_{11}	0,146	0,273	-0,127	0,419
β_{12}	0,175	0,238	-0,062	0,413
β_{13}	-0,261	0,238	-0,499	-0,023
β_{14}	0,081	0,044	0,038	0,125
β_2	-0,185	0,341	-0,526	0,155
β_{22}	-0,625	0,274	-0,900	-0,351
β_{23}	0,579	0,238	0,341	0,818
β_{24}	0,108	0,046	0,063	0,154
β_3	0,129	0,337	-0,208	0,465
β_{33}	0,170	0,273	-0,103	0,444
β_{34}	-0,045	0,044	-0,089	-0,002
β_4	0,209	0,179	0,030	0,387
β_{44}	-0,116	0,014	-0,130	-0,102

Tab. 7.10 przedstawia wyniki analizy wariancji (ANOVA) dla modelu regresyjnego wysokości podnoszenia. Analiza ta umożliwia ocenę istotności modelu jako całości poprzez porównanie zmienności wyjaśnionej przez model ze zmiennością niewyjaśnioną (resztową).

Wysoka wartość statystyki F ($F = 259,684$) przy $p < 0,001$ wskazuje, że model regresyjny istotnie statystycznie wyjaśnia zmienność wysokości podnoszenia. Zdecydowana większość całkowitej wariancji została przypisana części regresyjnej ($SS_{reg} = 6778,125$), natomiast udział wariancji resztowej jest niewielki ($SS_{res} = 419,487$), co potwierdza bardzo dobre dopasowanie modelu do danych pomiarowych. Średni kwadrat dla modelu wynosi $MS_{reg} = 484,152$, a dla błędu $MS_{res} = 1,864$, co przekłada się na wysoką wartość testu F . Test ANOVA potwierdza istotność całego modelu ($df = 14$ i 225 ; $p < 0,001$)

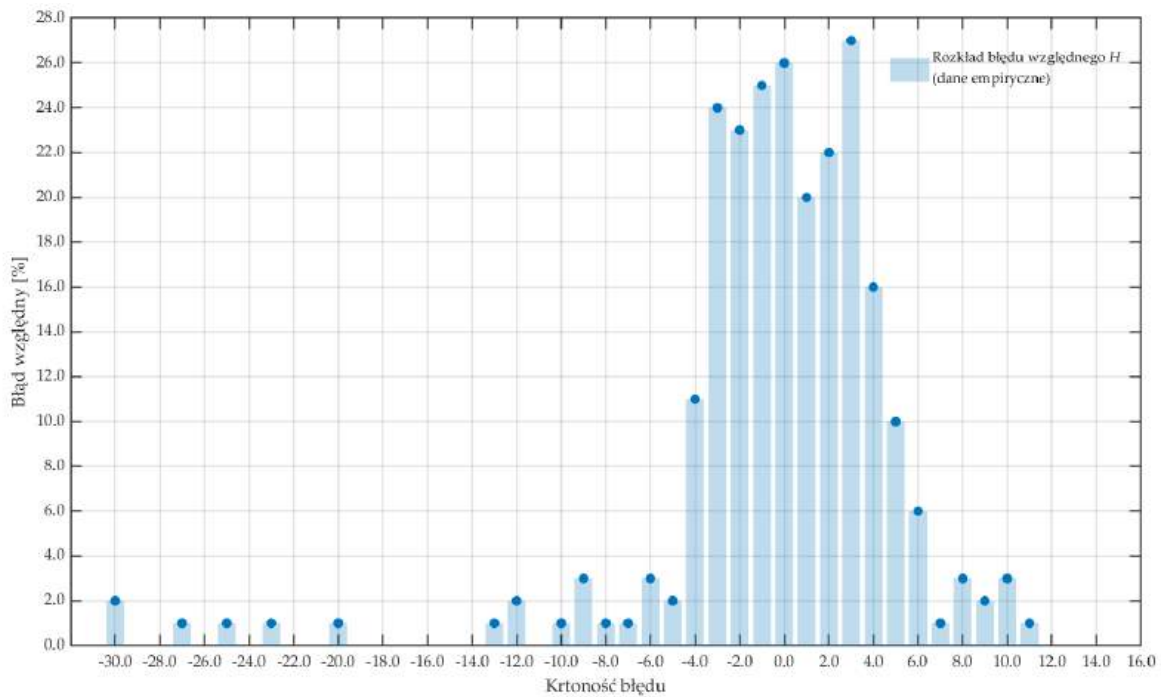
Tabela 7.10. ANOVA (analiza wariancji)

Źródło zmienności	Stopnie swobody (df)	Suma kwadratów (SS)	Średni kwadrat (MS)	Statystyka F	Wartość p
Model (regresja)	14,00	6778,125	484,152	259,684	0,000
Reszty (błąd)	225,00	419,487	1,864	–	–
Całkowita	239,00	7197,612	–	–	–

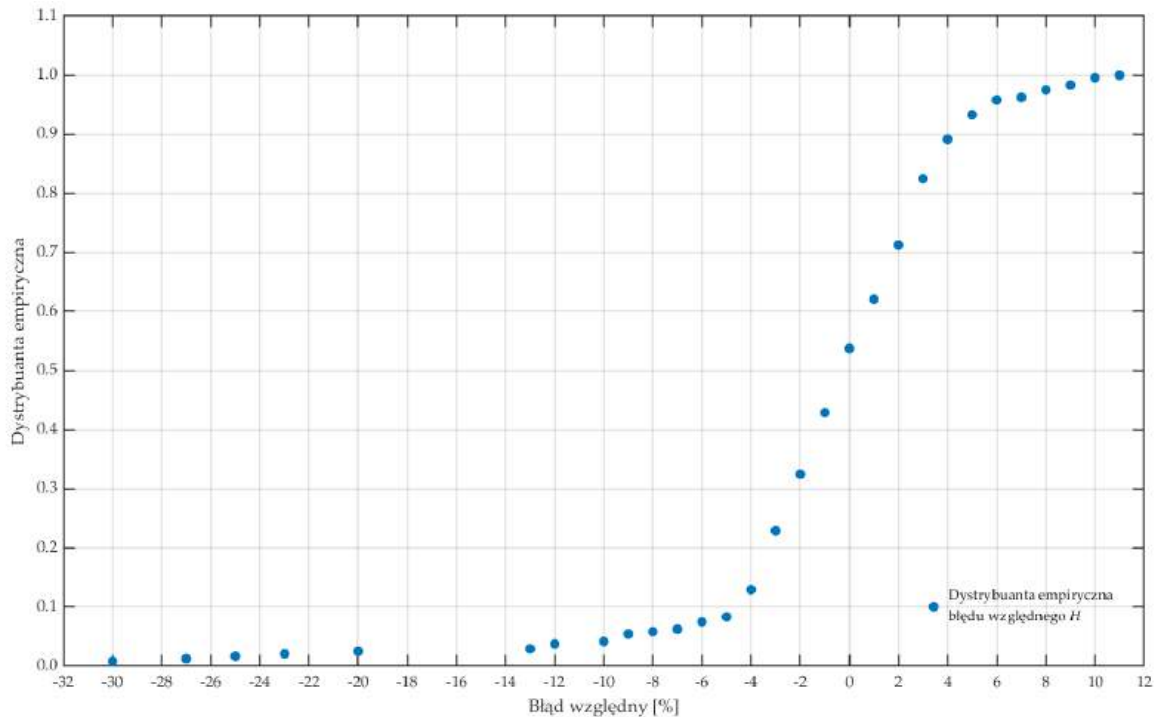
Ocenę dopasowania uzupełniono analizą błędu względnego wysokości podnoszenia, przedstawioną na rys. 7.8 i 7.9 w postaci rozkładu empirycznego oraz dystrybuanty empirycznej. Na rys. 7.8 pokazano histogram (rozkład częstości) błędu względnego. Rozkład ma charakter centryczny i największa liczebność

przypadu na przedziały w pobliżu 0%. Większość obserwacji mieści się w zakresie ok. -6% do +6%, co jest zgodne z niską wartością *MAPE*. Pojedyncze wartości skrajne, sięgające ok. -30%, można traktować jako obserwacje odstające i wiązać z warunkami pracy o mniejszej stabilności, występującymi przy małych wydajnościach.

Rys. 7.9 przedstawia dystrybuantę empiryczną błędu względnego. Strome narastanie krzywej w pobliżu zera potwierdza koncentrację błędów wokół małych wartości, co oznacza, że dla większości punktów pomiarowych błąd predykcji jest niewielki, a większe odchylenia pojawiają się sporadycznie.



Rysunek 7.8. Histogram błędu względnego wysokości podnoszenia dla modelu regresyjnego (Z1)



Rysunek 7.9. Dystrybuanta empiryczna błędów względnego wysokości podnoszenia dla modelu regresyjnego (Z1)

Model wysokości podnoszenia wykazuje bardzo dobre dopasowanie do danych ($R^2 = 0,942$, $RMSE = 1,365$, $MAPE = 5,94\%$). Analiza ANOVA potwierdziła istotność modelu jako całości ($p < 0,001$). Istotne statystycznie są: wyraz liniowy x_1 , składnik kwadratowy x_2^2 , wyraz liniowy x_4 oraz składnik kwadratowy x_4^2 , a także interakcje x_1x_3 , x_1x_4 , x_2x_3 , x_2x_4 i x_3x_4 ; natomiast nieistotne są x_1^2 , x_1x_2 , x_2 , x_3 oraz x_3^2 ($p > 0,05$). Występuje dodatnia autokorelacja reszt ($DW = 0,32$), zgodna z sekwencyjnym sposobem prowadzenia pomiarów, a rozkład błędów wskazuje na koncentrację odchyłeń w pobliżu zera. W kolejnej części przedstawiono analogiczną analizę ilościową dla sprawności pompy.

b) Sprawność – Z1

Miary jakości dopasowania zestawione w tab. 7.11 wskazują na dobre dopasowanie modelu do danych empirycznych. Współczynnik determinacji wynosi $R^2 = 0,953$ przy $R_{adj}^2 = 0,950$, co oznacza wyjaśnienie ok. 95,3% zmienności sprawności. Wartości miar błędów $SSE = 1824$, $RMSE = 2,847$ oraz $MAE = 2,109$ są większe niż w przypadku wysokości podnoszenia, co potwierdza większy rozrzut wyników sprawności. Wartość $MAPE = 7,34\%$ wskazuje umiarkowany przeciętny błąd względny. Suma i średnia reszt są praktycznie równe zeru, co nie wskazuje na systematyczne obciążenie modelu. Statystyka $DW = 0,31$ sugeruje dodatnią autokorelację reszt, zgodną z sekwencyjną realizacją punktów pracy podczas pomiarów.

Tabela 7.11. Miary dopasowania modelu regresyjnego sprawności Z1

Miara	Wartość	Interpretacja
Suma reszt	$-4,1 \cdot 10^{-8}$	~ 0
Średnia reszta	$-1,7 \cdot 10^{-10}$	~ 0
Suma kwadratów reszt (SSE)	1824	niewyjaśniona zmienność
Standardowy błąd estymacji (RMSE)	2,847	typowy błąd predykcji
Średni błąd bezwzględny (MAE)	2,109	średnia wartość bezwzględna błędu predykcji
Średni bezwzględny błąd procentowy (MAPE)	7,34%	średni procentowy błąd predykcji
Współczynnik determinacji R^2	0,953	95,3% wyjaśnionej wariancji
R^2 skorygowane	0,950	koryguje liczbę predyktorów
Procent wariancji wyjaśnionej	95,3%	procent całkowitej wariancji zmiennej Y wyjaśniony przez model
Durbin-Watson	0,31	dodatnia autokorelacja reszt

Wyniki testu t-Studenta (tab. 7.12) wskazują, że przy poziomie istotności $\alpha = 0,05$ istotne statystycznie są: interakcja x_1x_2 ($p = 0,010$), składnik kwadratowy x_2^2 ($p < 0,001$), interakcja x_2x_3 ($p < 0,001$) oraz interakcja x_2x_4 ($p < 0,001$). Zmienna operacyjna x_4 jest wysoce istotna zarówno w postaci liniowej x_4 ($p < 0,001$), jak i kwadratowej x_4^2 ($p < 0,001$), co potwierdza nieliniową zależność sprawności od wydajności w rozważanym zakresie. Pozostałe składniki, tj. efekty główne x_1, x_2, x_3 , składniki kwadratowe x_1^2 i x_3^2 oraz interakcje x_1x_3 i x_1x_4 , nie osiągają istotności statystycznej ($p > 0,05$). Interakcja x_3x_4 pozostaje na progu ($p = 0,050$), co wskazuje, że jej wpływ jest bliski progowi istotności i może ujawniać się w wybranych obszarach punktów pracy.

Tabela 7.12. Współczynniki regresji (test t)

Zmienna	Składnik	Wartość	Błąd std.	t	p
β_0	Intercept	3,522	0,826	4,266	0,000
β_1	x_1	-0,616	0,356	-1,728	0,085
β_{11}	x_1^2	-0,105	0,289	-0,363	0,717
β_{12}	$x_1 \cdot x_2$	0,654	0,252	2,598	0,010
β_{13}	$x_1 \cdot x_3$	-0,384	0,252	-1,524	0,129
β_{14}	$x_1 \cdot x_4$	0,085	0,046	1,843	0,067
β_2	x_2	-0,275	0,360	-0,764	0,445
β_{22}	x_2^2	-1,644	0,290	-5,669	0,000
β_{23}	$x_2 \cdot x_3$	1,417	0,252	5,616	0,000
β_{24}	$x_2 \cdot x_4$	0,205	0,049	4,220	0,000
β_3	x_3	0,118	0,356	0,331	0,741
β_{33}	x_3^2	-0,174	0,289	-0,602	0,548
β_{34}	$x_3 \cdot x_4$	-0,091	0,046	-1,974	0,050
β_4	x_4	10,126	0,189	53,606	0,000
β_{44}	x_4^2	-0,628	0,015	-42,516	0,000

Uwaga: $p = 0$ oznacza $p < 0,001$.

Przedziały ufności 95% (tab. 7.13) są zgodne z wynikami testu t–Studenta i stanowią uzupełnienie oceny istotności współczynników regresji. Dla składników istotnych statystycznie przedziały ufności nie obejmują wartości zerowej, natomiast dla składników nieistotnych obejmują zero. Na podstawie tab. 7.13 można stwierdzić, że przedziały nieobejmujące zera uzyskano dla: interakcji β_{12} (x_1x_2), składnika kwadratowego β_{22} (x_2^2), interakcji β_{23} (x_2x_3) i β_{24} (x_2x_4) oraz dla składników związanych z wydajnością β_4 (x_4) i β_{44} (x_4^2). Współczynnik β_{34} (x_3x_4) pozostaje blisko progu istotności – jego przedział ufności dochodzi do zera (górną granicą równą zero po zaokrągleniu), co wskazuje na efekt graniczny. Pozostałe współczynniki, tj. β_1 , β_{11} , β_{13} , β_{14} , β_2 , β_3 , β_{33} , mają przedziały ufności obejmujące zero, co potwierdza ich nieistotność przy $\alpha = 0,05$.

Tabela 7.13. Przedział ufności 95%

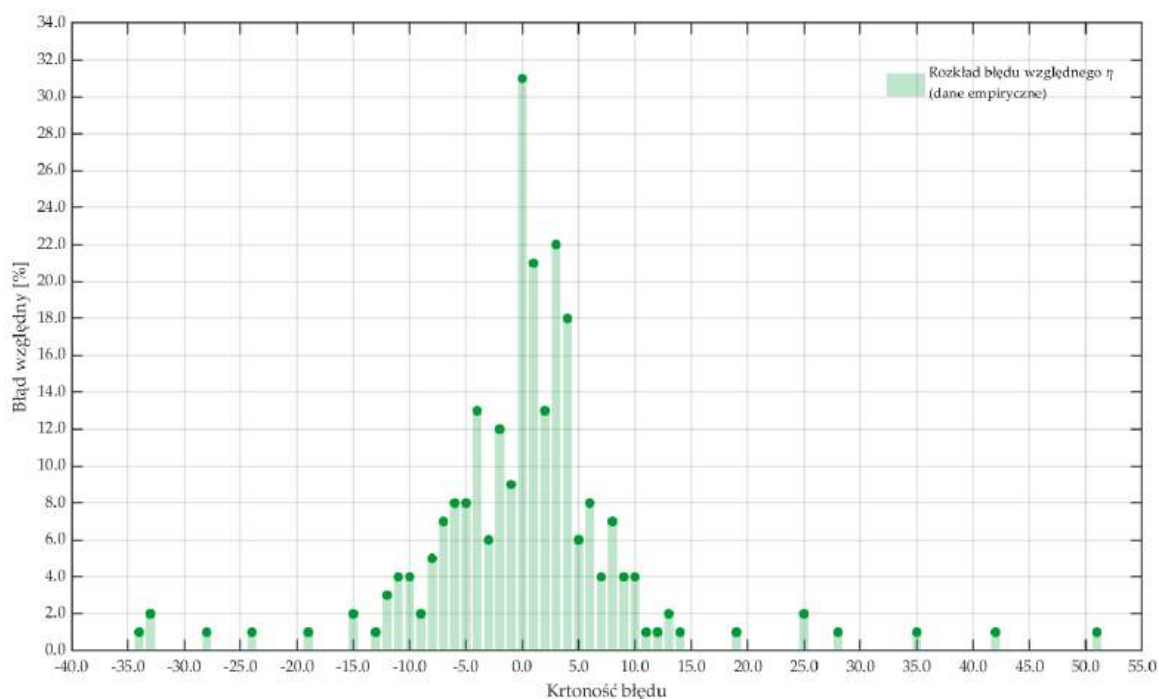
Zmienna	Wartość	\pm	Dolna	Górna
β_0	3,522	1,627	1,895	5,149
β_1	-0,616	0,702	-1,318	0,086
β_{11}	-0,105	0,570	-0,675	0,465
β_{12}	0,654	0,496	0,158	1,150
β_{13}	-0,384	0,496	-0,880	0,112
β_{14}	0,085	0,091	-0,006	0,177
β_2	-0,275	0,710	-0,986	0,435
β_{22}	-1,644	0,571	-2,215	-1,073
β_{23}	1,417	0,497	0,920	1,914
β_{24}	0,205	0,096	0,109	0,300
β_3	0,118	0,702	-0,584	0,820
β_{33}	-0,174	0,570	-0,744	0,396
β_{34}	-0,091	0,091	-0,183	0,000
β_4	10,126	0,372	9,754	10,498
β_{44}	-0,628	0,029	-0,657	-0,598

Tab. 7.14 przedstawia wyniki analizy wariancji (ANOVA) dla modelu regresyjnego sprawności. Analiza ta umożliwia ocenę istotności modelu jako całości poprzez porównanie zmienności wyjaśnionej przez model ze zmiennością resztową. Wysoka wartość statystyki $F = 327,750$ przy $p < 0,001$ wskazuje, że model regresyjny istotnie wyjaśnia zmienność sprawności w badanym zakresie. Zdecydowana większość wariancji została przypisana części regresyjnej ($SS_{reg} = 37196,772$), natomiast udział wariancji resztowej jest relatywnie niewielki ($SS_{res} = 1823,967$), co potwierdza dobre dopasowanie modelu do danych. Średni kwadrat dla regresji wynosi $MS_{reg} = 2656,912$, a dla błędu $MS_{res} = 8,107$, co przekłada się na wysoką wartość testu F . Test ANOVA potwierdza istotność całego modelu ($df = 14$ i 225 ; $p < 0,001$).

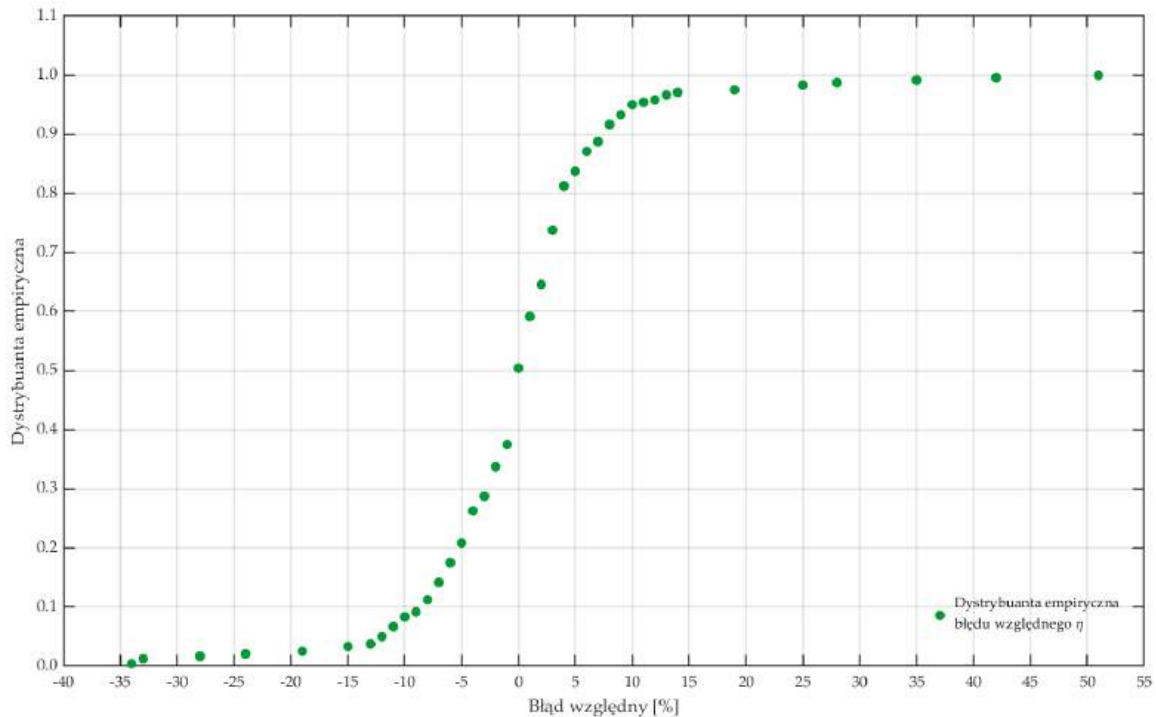
Tabela 7.14. ANOVA (analiza wariancji)

Źródło zmienności	Stopnie swobody (<i>df</i>)	Suma kwadratów (SS)	Średni kwadrat (MS)	Statystyka <i>F</i>	Wartość <i>p</i>
Model (regresja)	14	37196,772	2656,912	327,750	0
Reszty (błąd)	225	1823,967	8,107	–	–
Całkowita	239	39020,739	–	–	–

Histogram błędu względnego sprawności (rys. 7.10) ma większą rozpiętość niż dla wysokości podnoszenia. Widoczne są obserwacje skrajne, sięgające ok. –35% oraz powyżej +50%. Dystrybuanta empiryczna (rys. 7.11) narasta łagodniej w pobliżu zera, co potwierdza większą dyspersję błędów predykcji dla sprawności.



Rysunek 7.10. Histogram błędu względnego sprawności dla modelu regresyjnego (Z1)



Rysunek 7.11. Dystrybuanta empiryczna błędu względnego sprawności dla modelu regresyjnego (Z1)

Dla zestawu Z1 ($n_q = 12,46$) uzyskano istotne statystycznie modele regresyjne analizowanych charakterystyk, co potwierdzają wyniki ANOVA ($p < 0,001$) oraz wysokie wartości współczynnika determinacji.

Model wysokości podnoszenia bardzo dobrze opisuje dane pomiarowe $R^2 = 0,942$, $RMSE = 1,365$, $MAPE = 5,94\%$. Analiza ANOVA potwierdza istotność modelu jako całości ($F = 259,684$, $p < 0,001$). Test t-Studenta wskazuje, że w strukturze modelu istotne są składniki x_1 , x_2^2 , x_4 i x_4^2 , a także interakcje x_1x_3 , x_1x_4 , x_2x_3 , x_2x_4 oraz x_3x_4 . Składniki x_1^2 , x_1x_2 , x_2 , x_3 i x_3^2 nie spełniają kryterium istotności przy $\alpha = 0,05$. Wydajność x_4 pozostaje jednym z kluczowych czynników, ponieważ istotne są zarówno wyraz liniowy, jak i kwadratowy, a dodatkowo pojawiają się istotne zależności z x_1 i x_2 . Przedziały ufności 95% są zgodne z tymi wnioskami, ponieważ dla współczynników istotnych nie obejmują zera.

Model sprawności również wykazuje dobre dopasowanie ($R^2 = 0,953$), jednak błędy są większe ($RMSE = 2,847$, $MAPE = 7,34\%$), co potwierdza większy rozrzut wyników sprawności.

ANOVA potwierdza istotność modelu ($F = 327,750$; $p < 0,001$). W teście t-Studenta ($\alpha = 0,05$) istotne są: interakcja x_1x_2 , składnik kwadratowy x_2^2 , interakcje x_2x_3 i x_2x_4 oraz składniki związane z wydajnością x_4 i x_4^2 ($p < 0,05$). Pozostałe składniki, tj. efekty główne x_1, x_2, x_3 , składniki kwadratowe x_1^2 i x_3^2 oraz interakcje x_1x_3 i x_1x_4 ,

nie spełniają kryterium istotności ($p > 0,05$). Interakcja $x_3 \cdot x_4$ pozostaje na progu istotności ($p = 0,050$).

W kolejnej części przedstawiono analizę ilościową dla zestawu 2 – Z2.

7.3.3 ANALIZA STATYSTYCZNA – ZESTAW 2 ($n_q = 9,90$)

Analizę statystyczną przeprowadzono dla zestawu 2, odpowiadającego mniejszej wartości wyróżnika szybkobieżności. Zastosowano tę samą metodykę, co w zestawie 1 – Z1, obejmującą ocenę jakości dopasowania modeli regresyjnych, analizę istotności współczynników w teście t–Studenta ($\alpha = 0,05$), wyznaczenie przedziałów ufności oraz diagnostykę reszt. Umożliwia to spójne porównanie modeli i ocenę wpływu warunków pracy na dokładność opisu poszczególnych charakterystyk.

a) Wysokość podnoszenia – Z2

Miary dopasowania zestawione w tab. 7.15 wskazują na bardzo dobrą zgodność modelu z danymi pomiarowymi dla Z2. Współczynnik determinacji wynosi $R^2 = 0,977$ (przy $R^2_{adj} = 0,974$), co oznacza wyjaśnienie ok. 97,7% zmienności wysokości podnoszenia. Niewielkie wartości miar błędu w ujęciu bezwzględnym ($SSE = 327$, $RMSE = 1,206$, $MAE = 0,919$) potwierdzają małe odchylenia predykcji od wartości empirycznych, natomiast $MAPE = 11,22\%$ wskazuje na umiarkowany przeciętny błąd względny. Suma i średnia reszt są praktycznie równe zeru, co świadczy o braku systematycznego obciążenia modelu. Wartość statystyki Durbin–Watsona ($DW = 0,27$) sugeruje dodatnią autokorelację reszt, związaną z sekwencyjnym charakterem pomiarów.

Tabela 7.15. Miary dopasowania modelu regresyjnego wysokości podnoszenia Z2

Miara	Wartość	Interpretacja
Suma reszt	$-3,8 \cdot 10^{-13}$	~ 0
Średnia reszta	$-1,6 \cdot 10^{-15}$	~ 0
Suma kwadratów reszt (SSE)	327	niewyjaśniona zmienność
Standardowy błąd estymacji ($RMSE$)	1,206	typowy błąd predykcji
Średni błąd bezwzględny (MAE)	0,919	średnia wartość bezwzględna błędu predykcji
Średni bezwzględny błąd procentowy ($MAPE$)	11,22%	średni procentowy błąd predykcji
Współczynnik determinacji R^2	0,977	97,7 % wyjaśnionej wariancji
R^2 skorygowane	0,974	koryguje liczbę predyktorów
Procent wariancji wyjaśnionej	97,7%	procent całkowitej wariancji zmiennej Y wyjaśniony przez model
Durbin–Watson	0,27	dodatnia autokorelacja reszt

Analiza testu t–Studenta (tab. 7.16) wykazała istotność składników x_1 ($p = 0,005$) i x_1^2 ($p = 0,004$) oraz interakcji $x_1 x_2$ ($p = 0,003$). Istotna jest także interakcja $x_2 x_3$ ($p = 0,022$) oraz składnik x_3^2 ($p < 0,001$) przy nieistotnym wpływie x_3 ($p = 0,610$)

i braku istotności dla x_2 oraz x_2^2 ($p = 0,971$ i $p = 0,702$). Zmienna x_4 jest wysoce istotna w postaci liniowej x_4 i kwadratowej x_4^2 ($p < 0,001$), a ponadto istotne są interakcje x_1x_4 i x_2x_4 ($p < 0,001$), co wskazuje na silny i nieliniowy wpływ wydajności na wysokość podnoszenia dla zestawu o wyróżniku szybkobieżności $n_q = 9,90$. Interakcje x_1x_3 ($p = 0,813$) i x_3x_4 ($p = 0,084$) nie spełniają kryterium istotności przy $\alpha = 0,05$.

Tabela 7.16. Współczynniki regresji (test t)

Zmienna	Składnik	Wartość	Błąd std.	t	p
β_0	Intercept	24,513	0,372	65,957	0,000
β_1	x_1	-0,482	0,171	-2,818	0,005
β_{11}	x_1^2	0,359	0,123	2,930	0,004
β_{12}	$x_1 \cdot x_2$	0,321	0,107	3,009	0,003
β_{13}	$x_1 \cdot x_3$	-0,025	0,107	-0,236	0,813
β_{14}	$x_1 \cdot x_4$	0,236	0,035	6,802	0,000
β_2	x_2	-0,006	0,172	-0,036	0,971
β_{22}	x_2^2	0,047	0,123	0,383	0,702
β_{23}	$x_2 \cdot x_3$	0,247	0,107	2,311	0,022
β_{24}	$x_2 \cdot x_4$	0,207	0,036	5,824	0,000
β_3	x_3	0,087	0,170	0,511	0,610
β_{33}	x_3^2	0,711	0,123	5,787	0,000
β_{34}	$x_3 \cdot x_4$	-0,059	0,034	-1,734	0,084
β_4	x_4	-1,596	0,142	-11,270	0,000
β_{44}	x_4^2	-0,199	0,018	-11,064	0,000

Uwaga: $p = 0$ oznacza $p < 0,001$.

Przedziały ufności 95% (tab. 7.17) są zgodne z wynikami testu t-Studenta. Składniki istotne statystycznie mają przedziały nieobejmujące zera, natomiast dla składników nieistotnych przedziały zawierają wartość zerową.

Tabela 7.17. Przedział ufności 95%

Zmienna	Wartość	\pm	Dolna	Górna
β_0	24,513	0,732	23,781	25,245
β_1	-0,482	0,337	-0,819	-0,145
β_{11}	0,359	0,242	0,118	0,601
β_{12}	0,321	0,210	0,111	0,532
β_{13}	-0,025	0,210	-0,235	0,185
β_{14}	0,236	0,069	0,168	0,305
β_2	-0,006	0,339	-0,345	0,333
β_{22}	0,047	0,242	-0,195	0,289
β_{23}	0,247	0,210	0,036	0,457
β_{24}	0,207	0,070	0,137	0,278
β_3	0,087	0,335	-0,248	0,422
β_{33}	0,711	0,242	0,469	0,953
β_{34}	-0,059	0,067	-0,125	0,008

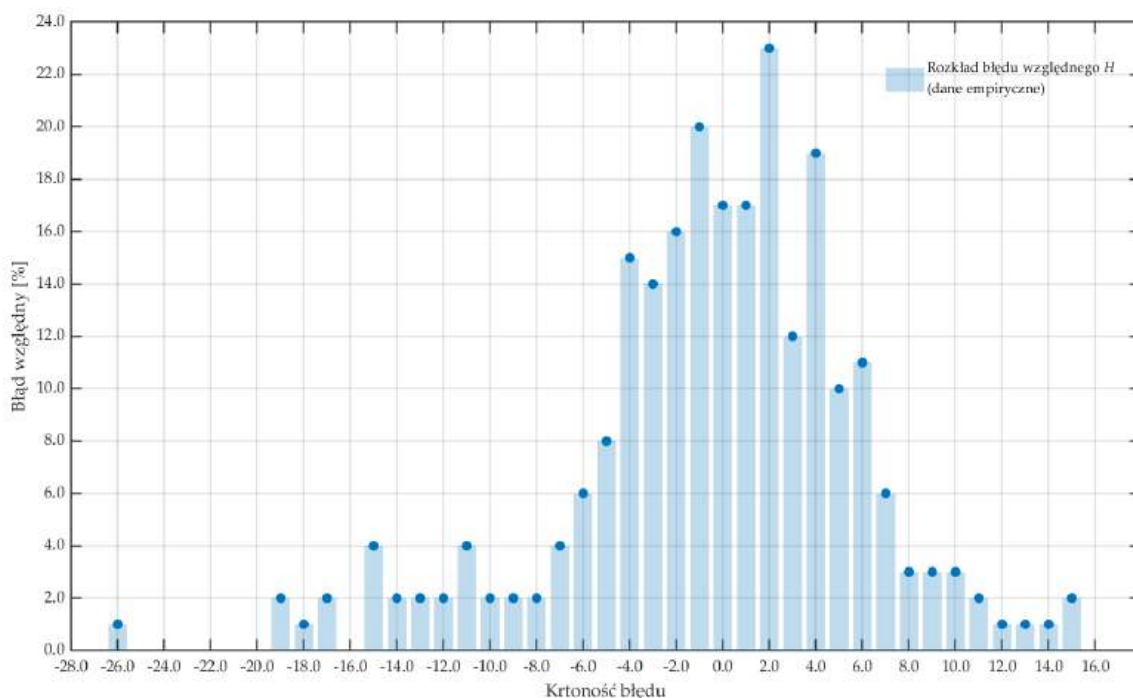
β_4	-1,596	0,279	-1,875	-1,317
β_{44}	-0,199	0,036	-0,235	-0,164

Analiza ANOVA (tab. 7.18) potwierdza istotność modelu jako całości ($F = 642,869$; $p < 0,001$), przy zdecydowanej przewadze wariancji wyjaśnionej nad resztową. Zmienność wyjaśniona przez model wynosi $SS_{reg} = 13080,463$ przy $df = 14$ i $MS_{reg} = 934,319$, natomiast zmienność resztowa $SS_{res} = 327,006$ przy $df = 225$ i $MS_{res} = 1,453$, co wskazuje na bardzo dobre dopasowanie.

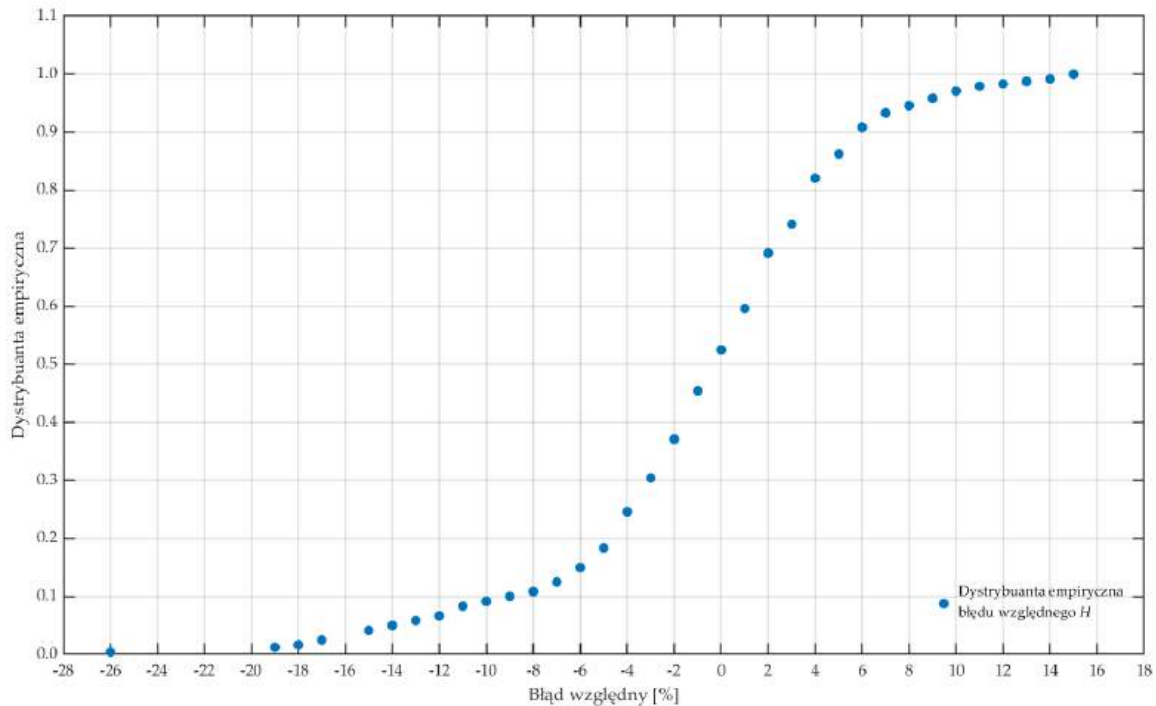
Tabela 7.18. ANOVA (analiza wariancji)

Źródło zmienności	Stopnie swobody (df)	Suma kwadratów (SS)	Średni kwadrat (MS)	Statystyka F	Wartość p
Model (regresja)	14,00	13080,463	934,319	642,869	0,000
Reszty (błąd)	225,00	327,006	1,453	–	–
Całkowita	239,00	13407,469	–	–	–

Rozkład błędu względnego przedstawiony na rys. 7.12 i 7.13 ma charakter centryczny, z koncentracją wartości w pobliżu zera. Większość obserwacji cechuje się niewielkim błędem predykcji, natomiast większe odchylenia występują sporadycznie, głównie w skrajnych punktach pracy.



Rysunek 7.12. Histogram błędu względnego wysokości podnoszenia dla modelu regresyjnego (Z2)



Rysunek 7.13. Dystrybuanta empiryczna błędów względnego wysokości podnoszenia dla modelu regresyjnego (Z2)

b) Sprawność – Z2

Miary dopasowania zestawione w tab. 7.19 wskazują na dobre dopasowanie modelu do danych sprawności. Współczynnik determinacji wynosi $R^2 = 0,889$ ($R^2_{adj} = 0,884$), co oznacza wyjaśnienie ok. 88,9% zmienności η . Jednocześnie wartości błędów są zbliżone do poprzednich modeli: $SSE = 1095$, $RMSE = 2,206$ oraz $MAE = 1,631$, a średni błąd względny wynosi $MAPE = 11,92\%$. Suma i średnia reszt pozostają praktycznie równe zero, co wskazuje na brak istotnego obciążenia modelu. Wartość $DW = 0,26$ potwierdza dodatnią autokorelację reszt, zgodną z sekwencyjnym wyznaczaniem punktów pracy.

Tabela 7.19. Miary dopasowania modelu regresyjnego sprawności Z2

Miara	Wartość	Interpretacja
Suma reszt	$7,4 \cdot 10^{-7}$	~ 0
Średnia reszta	$3,1 \cdot 10^{-9}$	~ 0
Suma kwadratów reszt (SSE)	1095	niewyjaśniona zmienność
Standardowy błąd estymacji (RMSE)	2,206	typowy błąd predykcji
Średni błąd bezwzględny (MAE)	1,631	średnia wartość bezwzględna błędów predykcji
Średni bezwzględny błąd procentowy (MAPE)	11,92%	średni procentowy błąd predykcji
Współczynnik determinacji R^2	0,889	88,9% wyjaśnionej wariancji
R^2 skorygowane	0,884	koryguje liczbę predyktorów
Procent wariancji wyjaśnionej	88,9%	procent całkowitej wariancji zmiennej Y

		wyjaśniony przez model
Durbin-Watson	0,26	dodatnia autokorelacja reszt

Wyniki testu t-Studenta (tab. 7.20) wskazują, że przy $\alpha = 0,05$ istotne statystycznie są składniki x_1 ($p = 0,042$) i x_1^2 ($p = 0,015$) oraz interakcje x_1x_2 ($p = 0,028$), x_1x_4 ($p < 0,001$), x_2x_3 ($p = 0,012$) i x_2x_4 ($p < 0,001$). Istotny jest również składnik kwadratowy x_3^2 ($p < 0,001$). Nie potwierdzono istotności dla x_2 ($p = 0,866$), x_2^2 ($p = 0,776$), x_3 ($p = 0,695$), x_1x_3 ($p = 0,344$) oraz x_3x_4 ($p = 0,111$). Zmienna operacyjna x_4 jest istotna w postaci liniowej x_4 oraz kwadratowej x_4^2 ($p < 0,001$), co wskazuje na nieliniową zależność sprawności od wydajności w rozważanym zakresie. Wyraz wolny nie jest istotny ($p = 0,747$).

Tabela 7.20. Współczynniki regresji (test t)

Zmienna	Składnik	Wartość	Błąd std.	t	p
β_0	Intercept	-0,220	0,680	-0,323	0,747
β_1	x_1	-0,640	0,313	-2,043	0,042
β_{11}	x_1^2	0,551	0,224	2,453	0,015
β_{12}	$x_1 \cdot x_2$	0,432	0,195	2,213	0,028
β_{13}	$x_1 \cdot x_3$	-0,185	0,195	-0,948	0,344
β_{14}	$x_1 \cdot x_4$	0,411	0,064	6,466	0,000
β_2	x_2	-0,053	0,315	-0,169	0,866
β_{22}	x_2^2	-0,064	0,224	-0,285	0,776
β_{23}	$x_2 \cdot x_3$	0,494	0,195	2,528	0,012
β_{24}	$x_2 \cdot x_4$	0,417	0,065	6,402	0,000
β_3	x_3	0,122	0,311	0,392	0,695
β_{33}	x_3^2	1,117	0,225	4,968	0,000
β_{34}	$x_3 \cdot x_4$	-0,099	0,062	-1,598	0,111
β_4	x_4	10,772	0,259	41,556	0,000
β_{44}	x_4^2	-1,352	0,033	-40,969	0,000

Uwaga: $p = 0$ oznacza $p < 0,001$.

Przedziały ufności 95% (tab. 7.21) są zgodne z wynikami testu t-Studenta. Dla współczynników istotnych nie obejmują zera, natomiast dla nieistotnych zawierają wartość 0.

Tabela 7.21. Przedział ufności 95%

Zmienna	Wartość	\pm	Dolna	Górna
β_0	-0,220	1,340	-1,560	1,121
β_1	-0,640	0,617	-1,256	-0,023
β_{11}	0,551	0,442	0,108	0,993
β_{12}	0,432	0,385	0,047	0,818
β_{13}	-0,185	0,385	-0,570	0,200
β_{14}	0,411	0,125	0,286	0,537
β_2	-0,053	0,621	-0,674	0,567
β_{22}	-0,064	0,442	-0,506	0,378

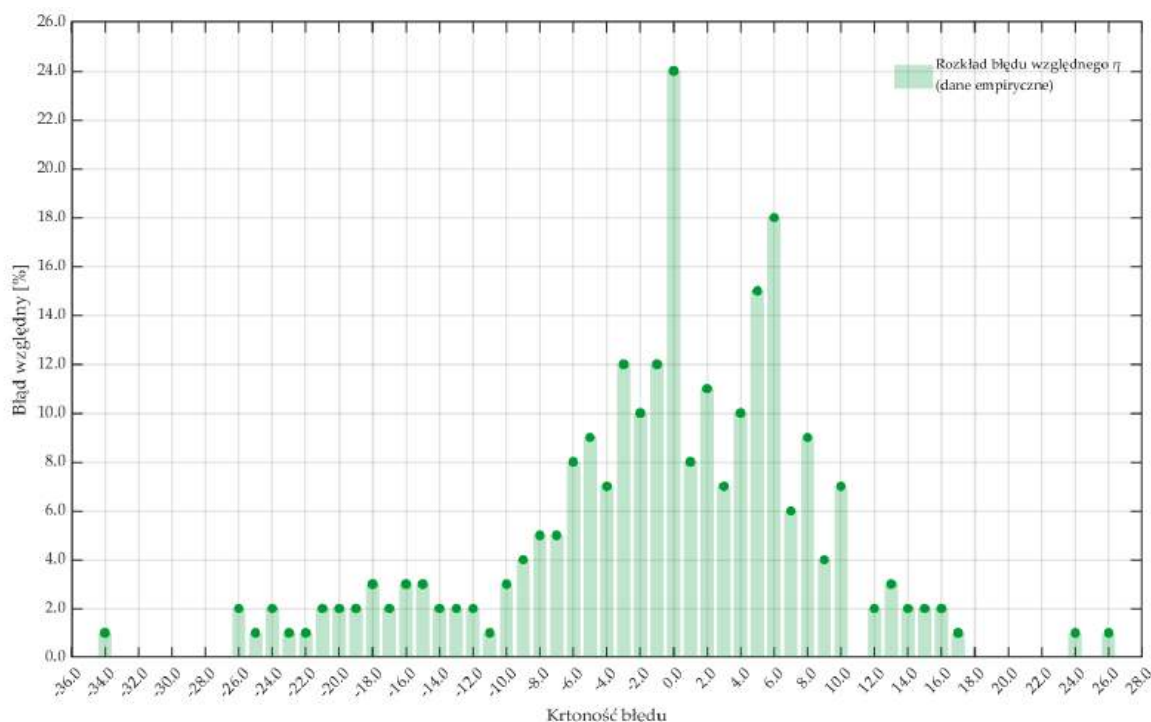
β_{23}	0,494	0,385	0,109	0,879
β_{24}	0,417	0,128	0,289	0,546
β_3	0,122	0,613	-0,491	0,735
β_{33}	1,117	0,443	0,674	1,561
β_{34}	-0,099	0,122	-0,221	0,023
β_4	10,772	0,511	10,262	11,283
β_{44}	-1,352	0,065	-1,417	-1,287

Analiza ANOVA (tab. 7.22) potwierdza istotność modelu jako całości. Wysoka wartość statystyki $F = 130,026$ przy $p < 0,001$ wskazuje, że część zmienności wyjaśniona przez model zdecydowanie dominuje nad częścią resztową. Suma kwadratów dla regresji wynosi $SS_{reg} = 8861,916$, a dla reszt $SS_{res} = 1095,347$. Średni kwadrat regresji wynosi $MS_{reg} = 632,994$, natomiast średni kwadrat błędu $MS_{res} = 4,868$.

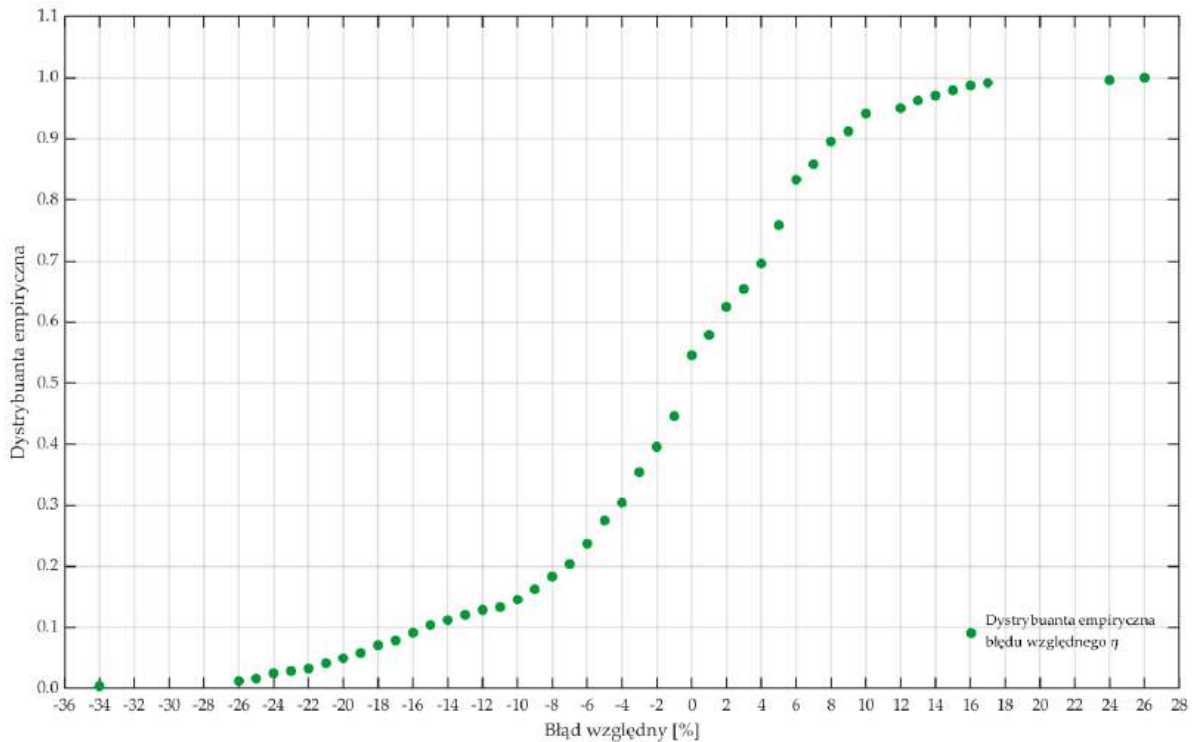
Tabela 7.22. ANOVA (analiza wariancji)

Źródło zmienności	Stopnie swobody (df)	Suma kwadratów (SS)	Średni kwadrat (MS)	Statystyka F	Wartość p
Model (regresja)	14	8861,916	632,994	130,026	0,000
Reszty (błąd)	225	1095,347	4,868	—	—
Całkowita	239	9957,263	—	—	—

Histogram błędu względnego sprawności (rys. 7.14) ma większą rozpiętość niż dla wysokości podnoszenia. Widoczne są obserwacje skrajne, sięgające ok. -35% oraz $+26\%$. Dystrybuanta empiryczna (rys. 7.15) narasta łagodniej w pobliżu zera, co potwierdza większą dyspersję błędów predykcji dla sprawności.



Rysunek 7.14. Histogram błędu względnego sprawności dla modelu regresyjnego (Z2)



Rysunek 7.15. Dystrybuanta empiryczna błędu względnego sprawności dla modelu regresyjnego (Z2)

Dla zestawu Z2 ($n_q = 9,90$) uzyskano istotne statystycznie modele regresyjne analizowanych charakterystyk, co potwierdzają wyniki ANOVA ($p < 0,001$) oraz wartości współczynnika determinacji. Model wysokości podnoszenia bardzo dobrze opisuje dane pomiarowe $R^2 = 0,977$, $RMSE = 1,206$, $MAPE = 11,22\%$. Analiza ANOVA potwierdza istotność modelu $F = 642,869$. W teście t-Studenta istotne są składniki x_1 , x_1^2 , x_1x_2 , x_2x_3 , x_1x_4 , x_2x_4 , x_3^2 , x_4 i x_4^2 . Składniki x_2 , x_2^2 , x_3 i x_1x_3 nie spełniają kryterium istotności, a x_3x_4 pozostaje blisko progu istotności. Przedziały ufności 95% potwierdzają te wnioski, ponieważ dla składników istotnych nie obejmują zera. Występuje dodatnia autokorelacja reszt $DW = 0,27$, co jest zgodne z sekwencyjnym wyznaczaniem punktów pracy, a rozkład błędów ma charakter centryczny z większymi odchyleniami pojawiającymi się sporadycznie w skrajnych punktach pracy.

Model sprawności ma słabsze dopasowanie niż model wysokości podnoszenia, ale pozostaje istotny i użyteczny opisowo $R^2 = 0,889$, $RMSE = 2,206$, $MAPE = 11,92\%$. Analiza ANOVA potwierdza istotność modelu $F = 130,026$ przy $p < 0,001$. W teście t-Studenta istotne są x_1 , x_1^2 , x_1x_2 , x_1x_4 , x_2x_3 , x_2x_4 , x_3^2 , x_4 i x_4^2 , natomiast x_2 , x_2^2 , x_3 , x_1x_3 i x_3x_4 nie są istotne, a wyraz wolny także nie spełnia kryterium istotności. Dodatnia autokorelacja reszt $DW = 0,26$ jest zgodna z kolejnością realizacji pomiarów, a diagnostyka błędów wskazuje większą rozpiętość odchyłeń niż dla wysokości podnoszenia, z pojedynczymi wartościami skrajnymi.

Na podstawie przeprowadzonej analizy statystycznej, można stwierdzić, że:

- 1) Dla obu zestawów danych (Z1: $n_q = 12,46$ oraz Z2: $n_q = 9,90$) uzyskano modele regresyjne istotne statystycznie jako całość (ANOVA: $p < 0,001$), co potwierdza zasadność zastosowania modelu kwadratowego CCD rozszerzonego o zmienną operacyjną Q .
- 2) Zmienna sterująca – wydajność Q (x_4) ma kluczowe znaczenie dla opisu zarówno wysokości podnoszenia H , jak i sprawności η : w każdym przypadku istotne są składniki liniowy i kwadratowy (x_4, x_4^2), co potwierdza nieliniowy przebieg charakterystyk w funkcji wydajności.
- 3) W modelach $H(Q)$ wpływ geometrii szczeliny jest istotny, przy czym część parametrów ujawnia się głównie poprzez interakcje, a nie efekty główne. Oznacza to, że oddziaływanie L_{gap} i/lub R_{1gap} zależy od konfiguracji pozostałych wymiarów oraz od aktualnej wartości Q .
- 4) Dla zestawu Z1 model wysokości podnoszenia charakteryzuje się bardzo dobrym dopasowaniem ($R^2 = 0,942$; $RMSE = 1,365$; $MAPE = 5,94\%$), a struktura istotnych składników wskazuje na dominujący udział Q oraz sprzężenia Q z parametrami geometrycznymi (interakcje z x_4).
- 5) Dla zestawu Z2 model wysokości podnoszenia osiąga jeszcze wyższe dopasowanie ($R^2 = 0,977$; $RMSE = 1,206$; $MAPE = 11,22\%$), co potwierdza wysoką zdolność predykcyjną modelu w rozważanym zakresie danych; jednocześnie błąd względny jest większy niż w Z1, co wskazuje na większą wrażliwość charakterystyki w wybranych obszarach pracy.
- 6) Modele sprawności $\eta(Q)$ wykazują większą dyspersję błędów niż modele $H(Q)$, co jest zgodne z większym rozrzutem pomiarów sprawności; mimo to pozostają istotne i użyteczne opisowo (Z1: $R^2 = 0,953$; Z2: $R^2 = 0,889$).
- 7) W obu zestawach obserwuje się dodatnią autokorelację reszt (niskie wartości Durbin–Watsona), co wynika z sekwencyjnego wyznaczania punktów pracy wzdłuż charakterystyki Q . Jednocześnie średnie reszty są bliskie zeru, co nie wskazuje na istotne obciążenie systematyczne modeli.
- 8) Rozkłady błędów względnych są w większości przypadków skoncentrowane w pobliżu zera, natomiast większe odchylenia pojawiają się sporadycznie w skrajnych punktach pracy (szczególnie przy małych przepływach), co uzasadnia ostrożność w interpretacji predykcji na krańcach badanego zakresu.
- 9) Modele mają charakter lokalny i powinny być interpretowane wyłącznie w zakresie pomiarowym $Q \in [Q_{min}, Q_{max}]$ oraz w obszarze geometrii objętym

planem CCD. W szczególności dla sprawności nie narzucano warunku przejścia przez punkt (0,0), aby nie zniekształcać dopasowania w obszarze roboczym.

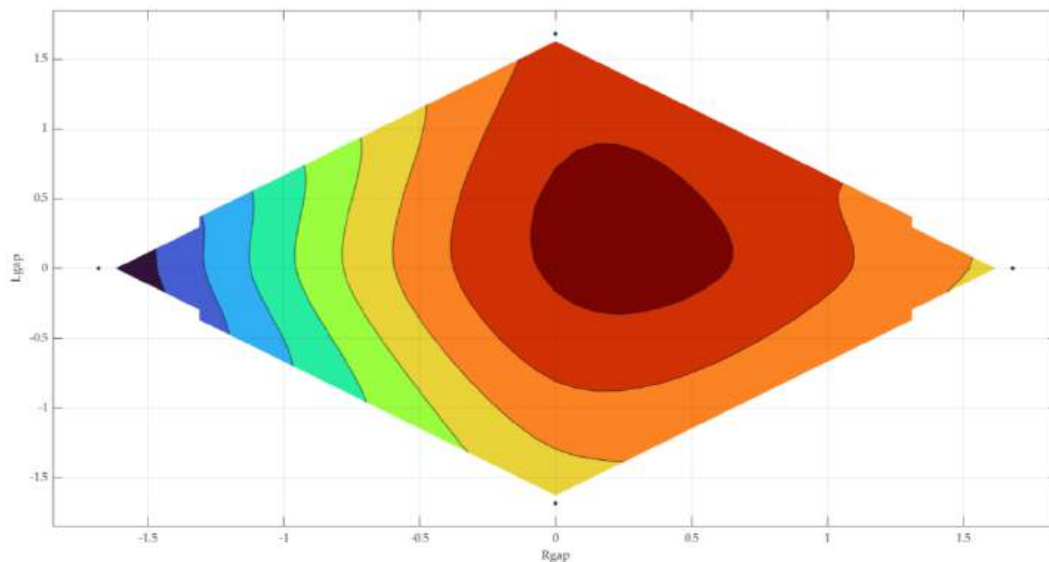
- 10) Zestawienie istotnych składników i interakcji potwierdza, że ocena i ewentualna optymalizacja geometrii szczeliny powinna uwzględniać sprzężenie parametrów geometrycznych z Q (interakcje z x_4), a nie bazować wyłącznie na efektach głównych.
- 11) Dodatkowe porównanie wartości obliczonych i zmierzonych w postaci wykresów zgodności (*parity plot*; wartości obliczone i zmierzone) przedstawiono w rozdziale dotyczącym analiz numerycznych, gdzie zestawiono wyniki symulacji z pomiarami.

7.3.4 PODSUMOWANIE ANALIZY STATYSTYCZNEJ

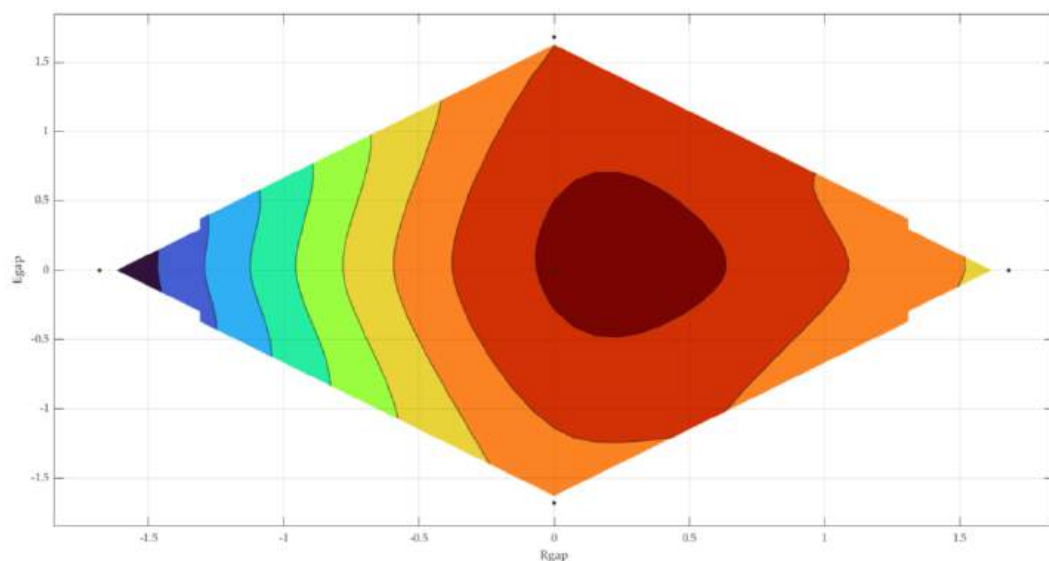
W rozdziale zestawiono dwa uzupełniające się spojrzenia na wpływ geometrii szczeliny na charakterystyki pracy pompy. Analiza jakościowa, prowadzona w wybranych przekrojach, pozwoliła uchwycić kierunki zmian charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$ oraz wskazać parametry, które w tych porównaniach najsilniej różnicowały przebiegi krzywych. Następnie analiza ilościowa, wykonana dla pełnego planu doświadczeń i całego zbioru danych, potwierdziła istotność modeli jako całości na podstawie wysokich wartości R^2 oraz wyników ANOVA i umożliwiła ocenę istotności poszczególnych składników regresji w ujęciu globalnym. W tym ujęciu zmienna operacyjna x_4 – wydajność Q , opisuje punkt pracy i stanowi oś, względem której wyznaczane są przebiegi $H(Q)$ i $\eta(Q)$. Jednocześnie wśród parametrów geometrycznych widoczny jest istotny udział zarówno $R_{1gap}(x_2)$, jak i $L_{gap}(x_3)$, a $E_{gap}(x_1)$ modyfikuje poziom sprawności w zależności od kombinacji pozostałych wymiarów szczeliny. Oznacza to, że obserwacje z analizy jakościowej nie wyczerpują pełnego obrazu zależności, a dopiero perspektywa całego planu doświadczeń pozwala uporządkować wpływ poszczególnych parametrów i wskazać obszary geometrii sprzyjające korzystnym wartościom badanych charakterystyk.

Uzupełnieniem powyższych wniosków są wizualizacje funkcji odpowiedzi RSM dla zestawu 1 wirników szczelinowych, w których zmienną odpowiedzi jest $z_1 \equiv \eta_{BEP}$, rozumiana jako maksymalna sprawność w punkcie najlepszej sprawności danego wirnika. Model RSM odniesiono do parametrów geometrycznych szczeliny $x_1 = E_{gap}$, $x_2 = R_{1gap}$ oraz $x_3 = L_{gap}$, a w celu czytelnej prezentacji wyników przedstawiono przekroje powierzchni odpowiedzi w postaci map konturowych dla par zmiennych. Podstawową analizę wykonano dla poziomów centralnych trzeciego parametru, to znaczy w układach R_{1gap} - L_{gap} przy $E_{gap} = 0$ (rys. 7.16),

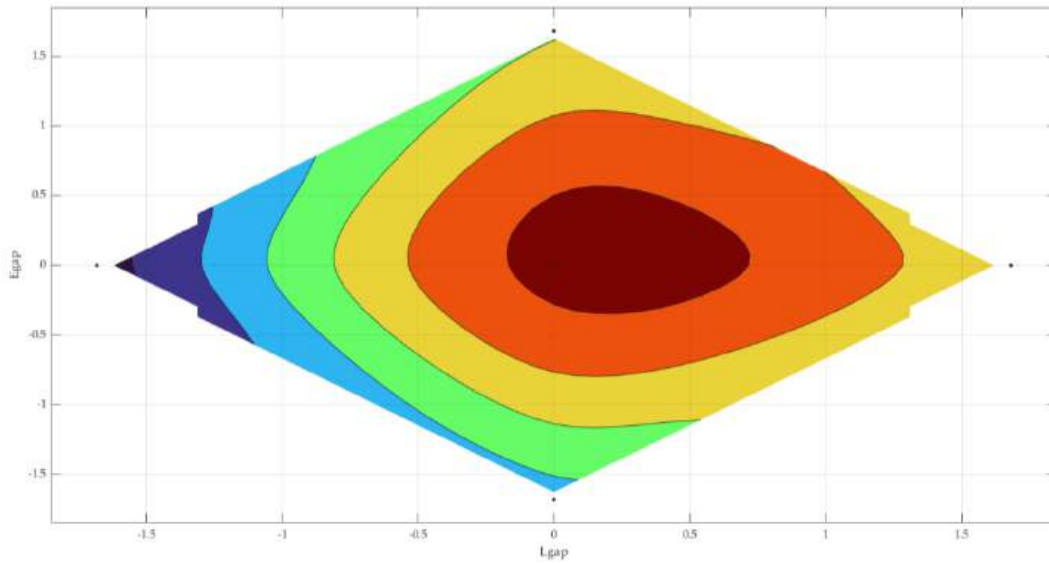
$E_{gap}-L_{gap}$ przy $R_{1gap} = 0$ (rys. 7.17) oraz $E_{gap}-R_{1gap}$ przy $L_{gap} = 0$ (rys. 7.18). Dodatkowo przedstawiono mapy w układzie $R_{1gap}-L_{gap}$ dla $E_{gap} = -1$ i $E_{gap} = 1$ (rys. 7.19–7.20), co umożliwia ocenę, w jakim stopniu zmiana E_{gap} przesuwa obszar podwyższonej sprawności. Punkty na rysunkach oznaczają wartości zmierzone.



Rysunek 7.16. Mapa konturowa RSM η_{BEP} w funkcji $R_{1gap}(x_2)$ i $L_{gap}(x_3)$ przy $E_{gap}(x_1) = 0$

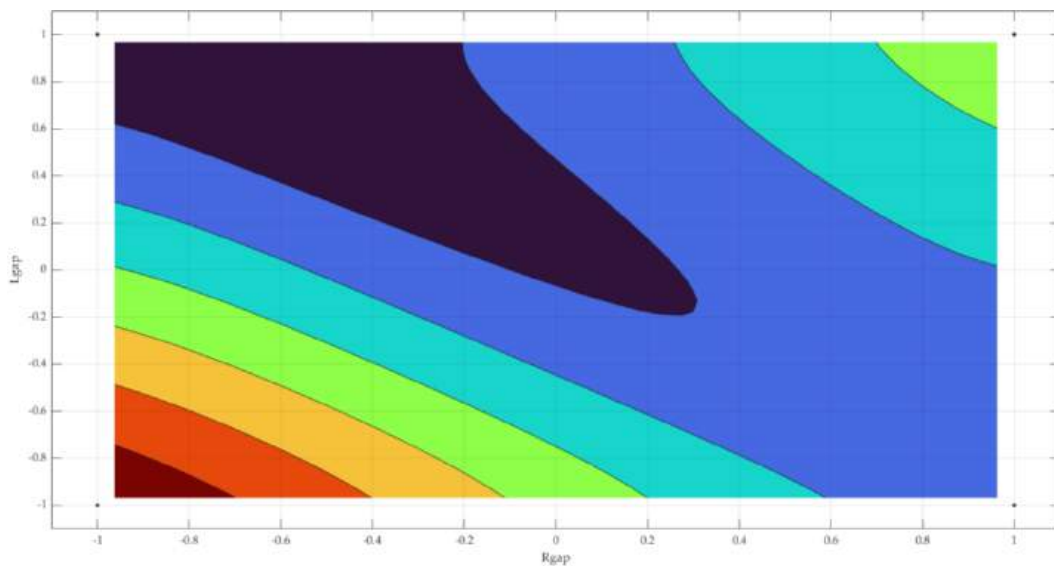


Rysunek 7.17. Mapa konturowa RSM η_{BEP} w funkcji $E_{gap}(x_2)$ i $L_{gap}(x_3)$ przy $R_{1gap}(x_1) = 0$

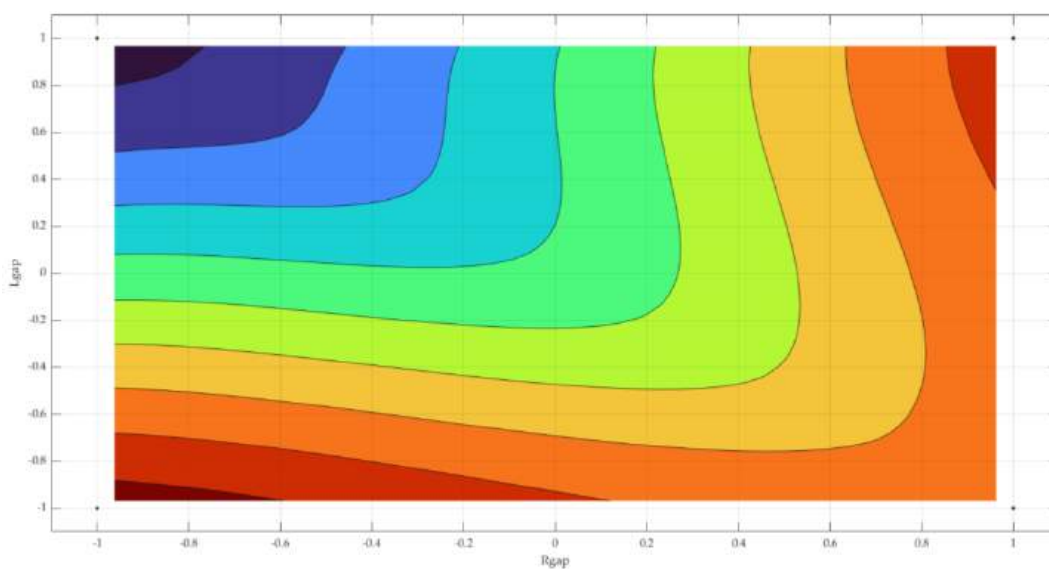


Rysunek 7.18. Mapa konturowa RSM η_{BEP} w funkcji $R_{1gap}(x_2)$ i $E_{gap}(x_1)$ przy $L_{gap}(x_3) = 0$

Mapa konturowa $R_{1gap}-L_{gap}$ dla $E_{gap} = 0$ (rys. 7.21) wskazuje na istnienie wyraźnego obszaru podwyższonej η_{BEP} oraz spadek sprawności przy wartościach skrajnych parametrów, co potwierdza nieliniowy charakter zależności. Układ izol linii tworzy pasmo wysokich sprawności dla różnych par (R_{1gap}, L_{gap}) , co wskazuje na współzależność tych parametrów. Przekroje w układach $E_{gap}-L_{gap}$ przy $R_{1gap} = 0$ oraz $E_{gap}-R_{1gap}$ przy $L_{gap} = 0$ (rys. 7.22–7.23) uzupełniają obraz zależności, pokazując zmianę η_{BEP} w funkcji E_{gap} w połączeniu z pozostałymi wymiarami geometrii. Porównanie map $R_{1gap}-L_{gap}$ dla $E_{gap} = -1$ i (rys. 7.24–7.25) potwierdza, że poziom E_{gap} modyfikuje położenie i kształt obszaru maksymalnych sprawności, co jest zgodne z wnioskami o współoddziaływaniu parametrów geometrycznych.



Rysunek 7.19. Mapa konturowa RSM η_{BEP} w funkcji $R_{1gap}(x_2)$ i $L_{gap}(x_3)$ przy $E_{gap}(x_1) = -1$



Rysunek 7.20. Mapa konturowa RSM η_{BEP} w funkcji $R_{1gap}(x_2)$ i $L_{gap}(x_3)$ przy $E_{gap}(x_1) = 1$

Zgodność położenia punktów eksperymentalnych z trendami modelu na mapach konturowych stanowi graficzne potwierdzenie zgodności predykcji modelu RSM do oceny wpływu geometrii szczeliny na sprawność, ze szczególnym uwzględnieniem η_{BEP} .

8 OBLICZENIA NUMERYCZNE

Numeryczna mechanika płynów (*Computational Fluid Dynamics*, CFD należy do podstawowych narzędzi wykorzystywanych do analizy przepływu w maszynach wirnikowych. Zastosowanie metod CFD umożliwia ocenę wpływu geometrii części przepływowej na parametry pracy urządzenia w warunkach przepływu trójwymiarowego, z uwzględnieniem turbulencji oraz przepływów wtórnych [107–109]. W przypadku pomp wirowych symulacje numeryczne są powszechnie wykorzystywane zarówno do interpretacji rozkładów prędkości i ciśnienia, jak i do analizy wielkości globalnych, takich jak wysokość podnoszenia, moment hydrodynamiczny czy sprawność [12,110–114].

W niniejszej pracy obliczenia CFD wykorzystano do analizy zjawisk przepływowych zachodzących w pompie wirowej wyposażonej w wirnik z łopatką szczelinową. Symulacje przeprowadzono w środowisku ANSYS CFX 2024 R2, stosując metodę objętości skończonych do rozwiązywania równań zachowania masy, pędu i energii [115]. Ze względu na przybliżony charakter modelowania numerycznego szczególne znaczenie miały: poprawny dobór ustawień obliczeń, kontrola jakości siatki oraz walidacja uzyskanych wyników względem danych eksperymentalnych [116–118].

8.1 MODELOWANIE NUMERYCZNE PRZEPŁYWU

Badania Osborna Reynoldsa stanowiły podstawę podziału przepływów na laminarne i turbulентne. Charakter przepływu ocenia się za pomocą liczby Reynoldsa, określającej stosunek sił bezwładności do sił lepkości. Dla przepływu w długiej rurze o przekroju kołowym dolna krytyczna liczba Reynoldsa wynosi $Re_{kr} \approx 2300$, natomiast zakres przejścia do turbulencji zależy od poziomu zaburzeń na wlocie, chropowatości ścian oraz drgań układu. Oznacza to, że przejście między przepływem laminarnym i turbulentnym nie następuje przy jednej ostro określonej wartości liczby Reynoldsa. Przepływ laminarny ma uporządkowany, warstwowy charakter i jest zdominowany przez oddziaływania lepkie. W przepływie turbulentnym występują niestacjonarne fluktuacje prędkości oraz intensywne mieszanie, co prowadzi do wzrostu wymiany masy, pędu i energii.

Ruch płynów, zarówno w zakresie przepływu laminarnego, jak i turbulentnego, opisują równania wynikające z zasad zachowania masy, pędu i energii [119,120]. Ich stosowanie wymaga przyjęcia założenia o ciągłości ośrodka, stanowiącego uproszczenie rzeczywistej, molekularnej budowy płynu. Zakres dopuszczalności

tego założenia określa liczba Knudsen [119,120] definiowana jako stosunek średniej swobodnej drogi cząsteczki do najmniejszej skali liniowej charakteryzującej analizowane zjawisko [119,120]:

$$Kn = \lambda/L, \quad (8.1)$$

gdzie:

Kn – liczba Knudsen;

λ – średnia droga swobodna cząsteczek [m];

L – długość charakterystyczna [m].

Warunek ciągłości ośrodka jest spełniony dla $Kn < 0,1$ [120,121]. W analizowanym przypadku, obejmującym przepływ wody w kanałach o wymiarach rzędu milimetrów, założenie to jest spełnione z dużym zapasem. W przepływie turbulentnym jako długość charakterystyczną można przyjąć rozmiar najmniejszych struktur wirowych, w których zachodzi dyssypacja energii kinetycznej turbulencji [121,122]. Skalę tę, zgodnie z teorią Kołmogorowa [115,121], opisuje zależność:

$$\eta_{Kol} = \left(\frac{\nu^3}{\varepsilon} \right)^{1/4}, \quad (8.2)$$

gdzie:

ν – lepkość kinematyczna;

ε – dyssypacja kinetycznej energii turbulencji.

Teoria Kołmogorowa interpretuje turbulencję jako proces przekazywania energii od największych struktur przepływu do coraz mniejszych wirów, aż do poziomu dyssypacji lepkiej. Największe wiry są związane z przepływem głównym i pobierają z niego energię, natomiast w najmniejszych skalach energia ruchu zostaje rozproszona wskutek działania lepkości i przechodzi w energię wewnętrzną płynu. Rozpiętość skal charakterystycznych dla przepływu turbulentnego można opisać zależnościami:

$$\frac{\eta}{l} = Re_L^{-\frac{3}{4}}, \quad (8.3)$$

oraz

$$\frac{\eta}{l_0} = \frac{Re_L}{Ma}, \quad (8.4)$$

gdzie:

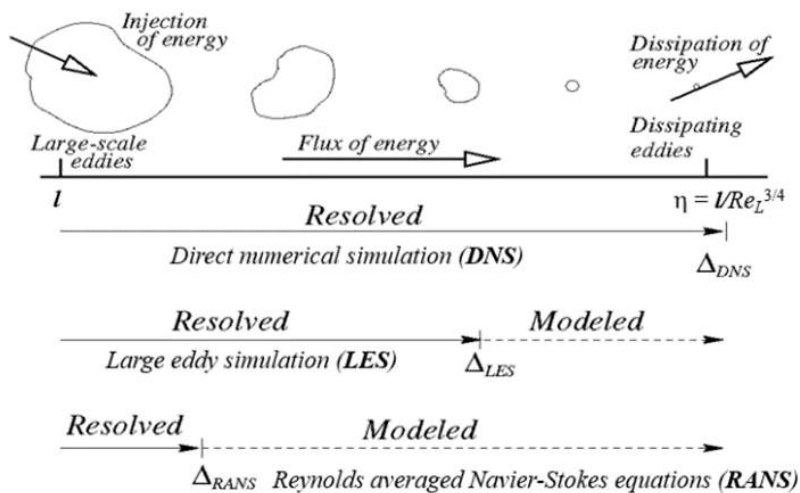
l – skala dużych wirów;

η – skala małych wirów, ulegających dyssypacji wskutek dyssypacji lepkościowej;

l_0 – skala molekularna;

Ma – liczba Macha związana z prędkością ruchu molekularnego.

Schematyczne ujęcie zakresu skal rozwiązywanych lub modelowanych w podejściach DNS, LES i RANS przedstawiono na rys. 8.1. Dla przepływów o dużych liczbach Reynoldsa relacje te prowadzą do wyraźnego rozdziału pomiędzy skalą dużych struktur przepływu, skalą dyssypacyjną i skalą molekularną. Należy jednak zaznaczyć, że teoria Kołmogorowa stanowi model idealizujący rzeczywisty przebieg przekazywania energii w przepływie turbulentnym, który w praktyce może obejmować również struktury koherentne i lokalne odstępstwa od obrazu w pełni izotropowego [121].



Rysunek 8.1. Schematyczne przedstawienie zakresu skal wirów rozwiązywanych lub modelowanych z wykorzystaniem podejść DNS, LES i RANS [115]

Równania Naviera–Stokesa (N–S) stanowią matematyczny zapis zasady zachowania pędu płynu. Dla przepływów turbulentnych o praktycznym znaczeniu nie uzyskuje się rozwiązań analitycznych. Stosuje się metody numeryczne i modelowanie turbulencji. W modelowaniu numerycznym standardowym podejściem jest zastosowanie dekompozycji Reynoldsa wraz z hipotezą zamykającą (modelem turbulencji) [123–126]. W dekompozycji Reynoldsa przyjmuje się, że pole

przepływu można przedstawić jako sumę składowej średniej i fluktuacyjnej [120,122]. Wartość chwilową parametru ϕ można zapisać w postaci:

$$\phi = \bar{\phi} + \phi', \quad (8.5)$$

gdzie:

$\bar{\phi}$ – wartość średnia;

ϕ' – nieustalony człon fluktuacyjny.

Wartości średnie parametrów można wyznaczyć metodą uśredniania czasowego wartości chwilowych [120,122]:

$$\bar{\phi} = \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \phi(t) dt, \quad (8.6)$$

przy czym przedział uśredniania $\Delta t = t_2 - t_1$ powinien być znacznie większy od charakterystycznego czasu zmian składowej fluktuacyjnej [120,122]:

$$\Delta t \gg T_{\phi'}. \quad (8.7)$$

Równanie ciągłości dla przepływu nieściśliwego ma postać:

$$\nabla \cdot \bar{u} = 0, \quad (8.8)$$

gdzie:

\bar{u} – wektor średniej prędkości.

Po uśrednieniu równań pędu otrzymuje się równania RANS [120,122]:

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial t} + \bar{U}_j \frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} \right) = \frac{\partial \sigma_{ij}}{\partial x_j} + \bar{F}_i, \quad (8.9)$$

gdzie naprężenia całkowite wynoszą:

$$\sigma_{ij} = -\bar{P} \delta_{ij} + \mu \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{(u'_i u'_j)}. \quad (8.10)$$

Dodatkowy człon:

$$(\sigma_T)_{ij} = -\rho \overline{(u'_i u'_j)}, \quad (8.11)$$

jest tensorem naprężeń Reynoldsa. Tensor naprężeń Reynoldsa nie występuje w opisie przepływu laminarnego i zawiera sześć niewiadomych, co powoduje niedomknięcie układu równań. Domknięcie realizowane jest poprzez zastosowanie modelu turbulencji, który opisuje wpływ fluktuacji prędkości na przepływ średni.

W obliczeniach CFD wykorzystuje się podejścia różniące się zakresem odwzorowania turbulencji oraz wymaganiami obliczeniowymi. Metoda DNS (*Direct Numerical Simulation*) zakłada bezpośrednie rozwiązanie pełnego spektrum skal ruchu turbulentnego. W metodzie LES (*Large Eddy Simulation*) największe struktury wirowe są rozwiązywane jawnie, natomiast wpływ mniejszych skal opisują modele podsiatkowe. Z kolei w podejściu RANS (*Reynolds Averaged Navier–Stokes*) nie odwzorowuje się pojedynczych struktur turbulentnych, lecz modeluje ich wpływ na przepływ średni [115].

W przypadku DNS stosunek skali długości wirów przenoszących energię do skali wirów dyssypacyjnych jest proporcjonalny do $Re^{3/4}$, co oznacza konieczność stosowania siatek rzędu $Re^{9/4}$ w celu pełnego odwzorowania drobnoskalowej struktury przepływu turbulentnego:

$$N_{el} \sim Re^{9/4}. \quad (8.12)$$

Dla przykładowej liczby Reynoldsa $Re = 100\ 000$ oznacza to zapotrzebowanie na siatkę rzędu:

$$N_{el} \approx 1,78 \cdot 10^{11}. \quad (8.13)$$

Tak wysokie wymagania obliczeniowe praktycznie eliminują możliwość wykorzystania DNS w standardowych analizach inżynierskich pomp. Z tego względu w praktyce stosuje się przede wszystkim podejścia RANS, LES oraz rozwiązania hybrydowe [127,128]. W niniejszej pracy przyjęto metodę RANS, ponieważ analizowano obliczenia stacjonarne, a zasadniczym celem było wyznaczenie wielkości średnich i globalnych, takich jak wysokość podnoszenia, moment hydrodynamiczny oraz sprawność.

W wyniku uśredniania równań ruchu pojawia się tensor naprężeń Reynoldsa, którego obecność prowadzi do niedomknięcia układu równań. Z tego względu konieczne jest zastosowanie modelu turbulencji opisującego wpływ fluktuacji prędkości na przepływ średni [123–126]. Jednym z powszechnie stosowanych podejść jest koncepcja lepkości turbulentnej bazująca na hipotezie Boussinesqa:

$$-\rho \overline{u'_i u'_j} = \rho \nu_t \left(\frac{\partial \bar{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{U}_j}{\partial x_i} \right), \quad (8.14)$$

gdzie:

ρ – gęstość;

$\overline{u'_i u'_j}$ – składowa tensora naprężeń Reynoldsa;

ν_t – lepkość wirowa;

\bar{U}_i, \bar{U}_j – składowe wektora średniej prędkości;

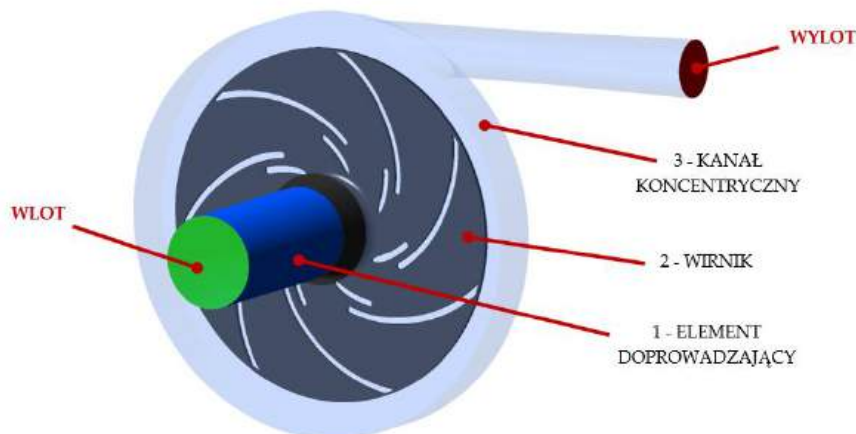
x_i, x_j – współrzędne przestrzenne.

Dobór modelu turbulencji decyduje o sposobie domknięcia równań i wpływa na uzyskiwane wyniki obliczeń. Uzasadnienie wyboru modelu zastosowanego w niniejszej pracy przedstawiono w dalszej części rozdziału.

8.2 OPIS MODELU NUMERYCZNEGO

8.2.1 BRYŁA WODNA

Obszar przepływu pompy odwzorowano w postaci trójwymiarowego modelu objętości przepływowej, stanowiącego podstawę do generacji siatki obliczeniowej. W modelu wydzielono trzy domeny: element doprowadzający, wirnik oraz kanał koncentryczny (rys. 8.2). Taki podział odpowiada strukturze obliczeń z rozróżnieniem domen nieruchomych i domeny ruchomej oraz umożliwia poprawną definicję interfejsów między nimi.



Rysunek 8.2. Model numeryczny pompy: 1 – element doprowadzający, 2 – wirnik, 3 – kanał koncentryczny

Model obszaru przepływu obejmował: domenę wlotową odpowiadającą elementowi doprowadzającemu, domenę ruchomą wirnika oraz domenę wylotową kanału koncentrycznego. Na etapie przygotowania geometrii wprowadzono uproszczenia wynikające z wymagań dyskretyzacji oraz definicji interfejsów. Zaokrąglono ostre krawędzie przepływowe, pominięto szczeliny technologiczne pomiędzy elementami ruchomymi i nieruchomymi, a powierzchnie styku domen dostosowano tak, aby zachować ich zgodność po obu stronach interfejsów. Dodatkowo śrubę kołpakową zastąpiono opływką o zbliżonym kształcie.

8.2.2 MODEL DYSKRETNY

Dyskretyzacja przygotowanych brył wodnych polegała na podziale domen obliczeniowych na skończone objętości kontrolne tworzące siatkę obliczeniową. Siatkę wygenerowano w środowisku ANSYS Meshing, osobno dla każdej z domen: elementu doprowadzającego, wirnika oraz kanału koncentrycznego. Na interfejsach pomiędzy domenami zapewniono zgodność powierzchni.

W obliczeniach przyjęto następujące założenia dotyczące siatki:

- siatka niestukturalna w objętości domen;
- w obszarze przyściennym zastosowano warstwy inflacyjne w celu odwzorowania gradientów prędkości przy ścianach;
- w rejonach istotnych przepływowo zastosowano lokalne zagęszczenia siatki, obejmujące okolice łopatek szczelinowych, obszary dużej krzywizny oraz strefy podwyższonych gradientów;
- kontrolowano parametry jakości siatki, w szczególności skośność, ortogonalność oraz wydłużenie elementów w warstwach przyściennych, w celu zapewnienia stabilności i zbieżności obliczeń.

Rozdzielczość warstwy przyściennej powiązano z bezwymiarowym parametrem y^+ , który stanowi standardowe kryterium doboru wysokości pierwszej warstwy siatki i zależy od przyjętych założeń modelowania turbulencji [115,129]. Dla modelu $k-\omega$ SST przyjęto docelowo $y^+ \approx 1$. Wartość y^+ zdefiniowano zależnością:

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u_\tau \cdot \Delta y_1}{\mu} \quad (8.15)$$

Na tej podstawie wysokość pierwszej warstwy inflacji Δy_1 można oszacować z zależności:

$$\Delta y_1 = \frac{\mu y^+}{\rho u_\tau}. \quad (8.16)$$

Prędkość tarcia u_τ wyznaczono z naprężenia ścinającego na ścianie:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (8.17)$$

Naprężenie ścinające τ_w przyjęto w oszacowaniu wstępnym w postaci:

$$\tau_w = \frac{1}{2} C_f \rho U^2. \quad (8.18)$$

Współczynnik tarcia C_f oszacowano z korelacji dla przepływów wewnętrznych:

$$C_f = 0,079 Re^{-0,25} \quad (8.19)$$

gdzie: Re jest liczbą Reynoldsa wyznaczoną dla przyjętego wymiaru charakterystycznego i prędkości obwodowej u .

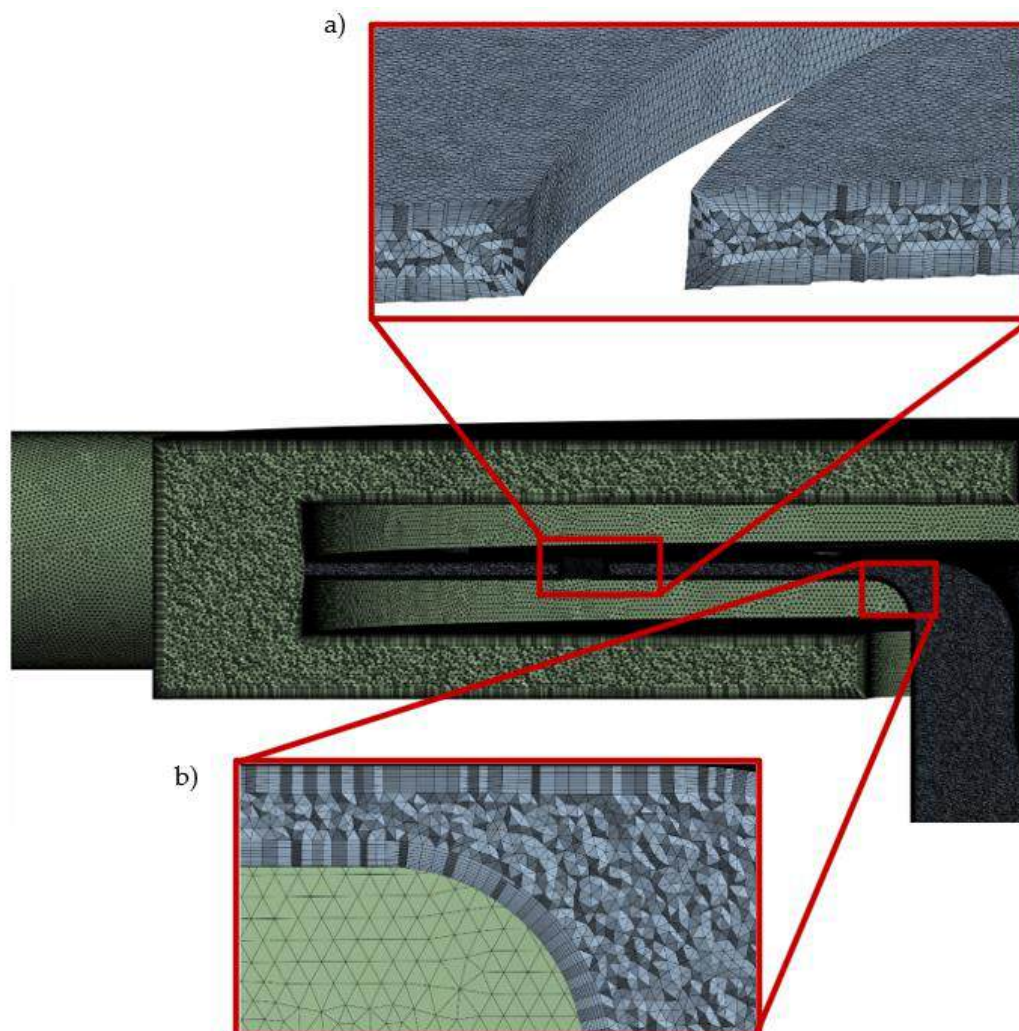
W praktyce wysokość pierwszej warstwy oraz liczba warstw inflacyjnych były dobierane iteracyjnie. Wartości y^+ kontrolowano w trakcie obliczeń w solverze ANSYS CFX. W przypadku przekroczenia wartości docelowych wykonywano lokalne zagęszczenie siatki w kierunku normalnym do ściany oraz korygowano parametry warstw inflacyjnych.

Wpływ zagęszczenia siatki na wyniki oceniono na podstawie testu niezależności od siatki GIT (*Grid Independence Test*). Analizie poddano wielkości globalne istotne z punktu widzenia pracy pompy, przede wszystkim wysokość podnoszenia, moment na wirniku oraz moc, a także przebieg zbieżności obliczeń. Jako siatkę minimalną przyjęto taką, dla której dalsze zwiększanie liczby elementów nie prowadziło do istotnych zmian wyników. W obliczeniach końcowych zastosowano siatki gęstsze niż wynikało to bezpośrednio z kryterium GIT, ponieważ konieczne było jednoczesne utrzymanie wartości $y^+ \approx 1$ dla modelu $k-\omega$ SST oraz odpowiedniej jakości elementów w warstwie przyściennej. Mała wysokość pierwszej warstwy Δy_1 wymusiła dodatkowe zagęszczenie siatki w strefie przyściennej i w obszarach przejść geometrycznych, co przełożyło się na końcową liczbę elementów.

Parametry wykorzystanych siatek zestawiono w tab. 8.1, natomiast ich przykładowy widok przedstawiono na rys. 8.3.

Tabela 8.1. Podstawowe parametry siatek obliczeniowych

Oznaczenie wirnika	Liczba elementów	Aspect ratio (średni)	Średnia jakość	Średnia skośność
Z1_W0	44 433 678	2,1086	0,62324	0,19244
Z1_W1	54 053 091	1,7888	0,85301	0,20356



Rysunek 8.3. Siatka obliczeniowa pompy. Widok ogólny oraz powiększenia warstw przyściennych: a) w obszarze łopatki, b) w przekroju merydionalnym

8.2.3 WARUNKI BRZEGOWE

Obliczenia przeprowadzono w programie ANSYS CFX 2024 R2, przyjmując stacjonarne ujęcie RANS oraz model turbulencji $k-\omega$ SST. Podział domen oraz położenie powierzchni wlotowej i wylotowej przedstawiono na rys. 8.2. Ruch wirnika opisano metodą MRF (*Multiple Reference Frame*), przy czym element doprowadzający oraz kanał koncentryczny modelowano jako domeny nieruchome, natomiast wirnik jako domenę ruchomą. Prędkość obrotową wirnika przyjęto

$n = 2870$ obr/min, a połączenia pomiędzy domenami zdefiniowano jako interfejsy typu *frozen rotor*.

Na wlocie zadano stałe ciśnienie statyczne, przyjmując ciśnienie odniesienia $p_{ref} = 1$ atm. Na wylocie określono strumień masy \dot{m} , odpowiadający wartości wydajności Q wyznaczonej eksperymentalnie dla danego wirnika, zgodnie z zależnością $\dot{m} = \rho Q$. Medium roboczym była woda o gęstości $\rho_{H_2O} = 998,2$ kg/m³ i lepkości dynamicznej $\mu_{H_2O} = 0,001003$ Pa·s. Obliczenia prowadzono jako izotermiczne, przyjmując temperaturę $t = 20^\circ\text{C}$. Na wszystkich ścianach stałych zastosowano warunek *no-slip*, natomiast powierzchnie wirnika powiązано z domeną wirującą. Dla powierzchni wirnika oraz kanału koncentrycznego uwzględniono chropowatość równą odpowiednio $\varepsilon_{wirnika} = 2,70$ μm oraz $\varepsilon_{kanalu} = 69,5$ μm .

W trakcie obliczeń monitorowano strumień masy na wylocie oraz różnicę ciśnienia całkowitego, uśrednionego strumieniowo, pomiędzy przekrojami kontrolnymi na wlocie i wylocie domeny, na podstawie której wyznaczano wysokość podnoszenia. Równolegle rejestrowano całkowity moment hydrodynamiczny działający na wirnik względem osi obrotu. Dodatkowo analizowano udział poszczególnych elementów geometrii w generowaniu momentu, wyznaczając momenty cząstkowe dla wydzielonych powierzchni: łopatek głównych, łopatek wtórnych oraz pozostałych powierzchni obrotowych. Na podstawie monitorowanych wielkości wyznaczano również sprawność. Obliczenia kończono po spełnieniu kryterium zbieżności reszt na poziomie 10^{-6} oraz po ustabilizowaniu monitorowanych wielkości. Rozwiązanie uznawano za zbieżne, jeżeli zmiany monitorowanych parametrów w kolejnych 100 iteracjach nie przekraczały 0,5%.

8.2.4 WYBÓR MODELU TURBULENCJI

W obliczeniach stacjonarnych zastosowano dwurównaniowy model turbulencji $k-\omega$ SST (*Shear Stress Transport*) [130]. Jego wybór wynika ze specyfiki przepływu w pompie, w którym mogą występować lokalne niekorzystne gradienty ciśnienia, przepływy wtórne, obszary recyrkulacji oraz częściowe oderwanie strugi. Zjawiska te mają istotne znaczenie dla wielkości strat hydraulicznych oraz poprawnego odwzorowania przepływu w strefie przyściennej, dlatego wymagają modelu zapewniającego wiarygodny opis przepływu zarówno w pobliżu ścian, jak i w rdzeniu przepływu [131,132].

Model SST został opracowany jako rozwiązanie łączące zalety klasycznych modeli $k-\varepsilon$ i $k-\omega$, przy jednoczesnym ograniczeniu ich podstawowych wad. Model $k-\varepsilon$ dobrze opisuje przepływ w obszarze oddalonym od ścian, jednak jego skuteczność maleje w przypadku złożonych zjawisk przyściennych, zwłaszcza

przy silnych gradientach ciśnienia i w warunkach sprzyjających separacji [126]. Z kolei model $k-\omega$ zapewnia wysoką dokładność w warstwie przyściennej, lecz wykazuje większą wrażliwość na poziom turbulencji zadawany w obszarze przepływu swobodnego [133]. W modelu SST ograniczenie to zredukowano przez zastosowanie funkcji mieszania, która automatycznie przełącza model między postacią $k-\omega$ w pobliżu ścian a postacią zbliżoną do $k-\varepsilon$ poza warstwą przyścienną [130].

Istotną zaletą modelu $k-\omega$ SST jest również jego przydatność w analizie przepływów technicznych, w których znaczącą rolę odgrywają oddziaływania przyścienne, chropowatość ścian oraz zjawiska związane z niekorzystnym gradientem ciśnienia [126,134]. Zastosowane podejście *near-wall treatment* umożliwia poprawne odwzorowanie zjawisk zachodzących przy ścianie bez konieczności stosowania bardzo gęstej siatki w całej warstwie przyściennej, co ma szczególne znaczenie w przypadku złożonej geometrii pompy. Z tego względu model SST uznano za uzasadniony kompromis pomiędzy dokładnością opisu zjawisk przepływowych a efektywnością obliczeń numerycznych.

8.2.5 WYZNACZENIE PARAMETRÓW WYJŚCIOWYCH ANALIZ NUMERYCZNYCH I WALIDACJA MODELU NUMERYCZNEGO

Wysokość podnoszenia wyznaczono z przyrostu ciśnienia pomiędzy przekrojami zlokalizowanymi: na wlocie elementu doprowadzającego oraz na wylocie kanału koncentrycznego. W obliczeniach przyjęto wartości ciśnienia uśrednione na przekrojach kontrolnych (wyniki z postprocessingu CFD). Przyjęto zależność:

$$H_{CFD} = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} = \frac{p_{wylot} - p_{wlot}}{\rho \cdot g} \quad (8.20)$$

Sprawność obliczeniową wyznaczono na podstawie wyników symulacji jako stosunek mocy przekazanej cieczy do mocy doprowadzonej do wirnika. W zapisie stosowanym w postprocessingu CFD otrzymano:

$$\eta_{CFD} = \frac{Q_{CFD} \cdot H_{CFD} \cdot g \cdot \rho}{\omega \cdot \sum M_{obr}} \cdot 100\%. \quad (8.21)$$

gdzie:

Q_{CFD} – strumień objętości na wylocie domeny, [m³/s],

H_{CFD} – obliczeniowa wysokość podnoszenia, [m],

$\sum M_{obr}$ – suma momentów na obrotowych powierzchniach wirnika, [Nm],

ω – prędkość kątowna wirnika, [rad/s].

Sprawność całkowitą pompy określono z uwzględnieniem sprawności objętościowej ($\eta_v = 0,85$) i mechanicznej ($\eta_m = 0,92$):

$$\eta = \eta_{CFD} \cdot \eta_v \cdot \eta_m. \quad (8.22)$$

Walidację ilościową przeprowadzono poprzez zestawienie charakterystyk $H(Q)$ oraz $\eta(Q)$ uzyskanych z obliczeń CFD z wynikami pomiarów stanowiskowych dla wydrukowanych wirników (rys. 8.4). Symulacje wykonano dla tych samych punktów pracy, które odpowiadały wydajnościom zmierzonym, dzięki czemu porównanie odnosiło się do identycznych wartości Q . Dodatkowo na wykresach przedstawiono krzywą „model”, pełniącą funkcję pomocniczą i odpowiadającą aproksymacji regresyjnej – nie stanowiła ona kryterium walidacji modelu CFD.



Rysunek 8.4. Wirniki do badań eksperymentalnych

Błąd względny wyznaczono ze wzoru:

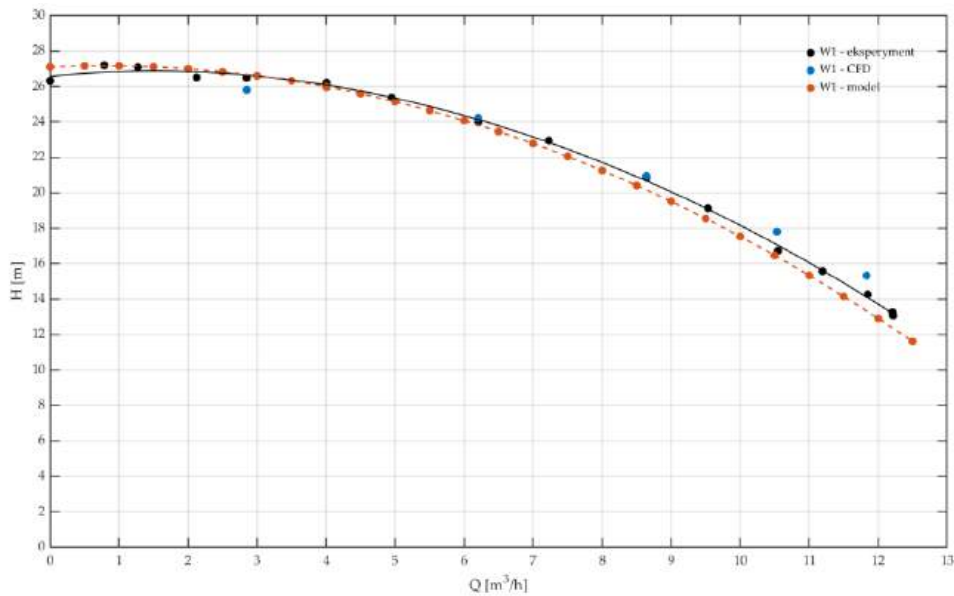
$$\delta_X = \frac{X_{CFD} - X_{EXP}}{X_{EXP}} \cdot 100\%, \quad (8.23)$$

gdzie:

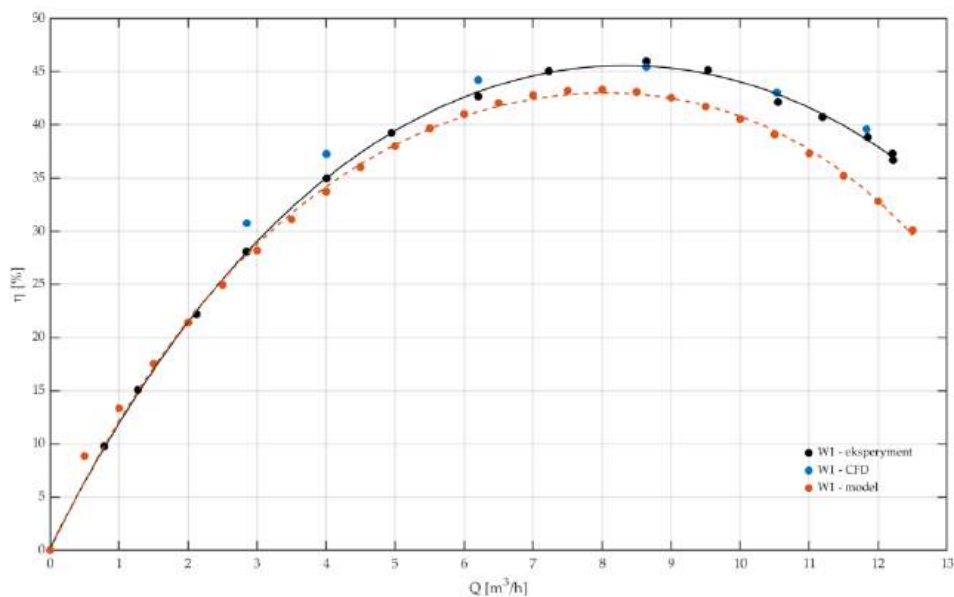
X oznacza H lub η .

Dla wirnika Z1–W1 punkt najwyższej sprawności, wyznaczony na podstawie pomiarów, odpowiadał wydajności $Q = 8,64 \text{ m}^3/\text{h}$. W tym punkcie uzyskano bardzo dobrą zgodność wysokości podnoszenia (rys. 8.5), przy różnicy wynoszącej $\delta_H = 0,40\%$. Odchylenie sprawności w punkcie BEP wyniosło natomiast $\delta_\eta = -1,21\%$. W pozostałych analizowanych punktach pracy różnice wysokości podnoszenia mieściły się w zakresie od $-2,61\%$ do $7,46\%$. Jak pokazano na rys. 8.6, odchylenia sprawności zawierały się w przedziale od $-1,21\%$ do $9,50\%$. Największe rozbieżności

odnotowano na krańcach zakresu wydajności, co można wiązać z bardziej złożonym i mniej stabilnym charakterem przepływu oraz z ograniczeniami modelu stacjonarnego RANS w odwzorowaniu zjawisk nieustalonych.



Rysunek 8.5. Porównanie charakterystyki wysokości podnoszenia wirnika zbadanego na stanowisku laboratoryjnym z wynikami obliczeń numerycznych i krzywą regresyjną dla W1



Rysunek 8.6. Porównanie charakterystyki sprawności wirnika zbadanego na stanowisku laboratoryjnym z wynikami obliczeń numerycznych i krzywą regresyjną dla W1

Na podstawie porównania wyników CFD z pomiarami model numeryczny uznano za zwalidowany w zakresie wystarczającym do dalszych analiz. Walidacja stanowiła podstawę do kolejnego etapu pracy, obejmującego analizę jakościową pól przepływu. W dalszej części wykonano wizualizacje rozkładów ciśnienia i prędkości

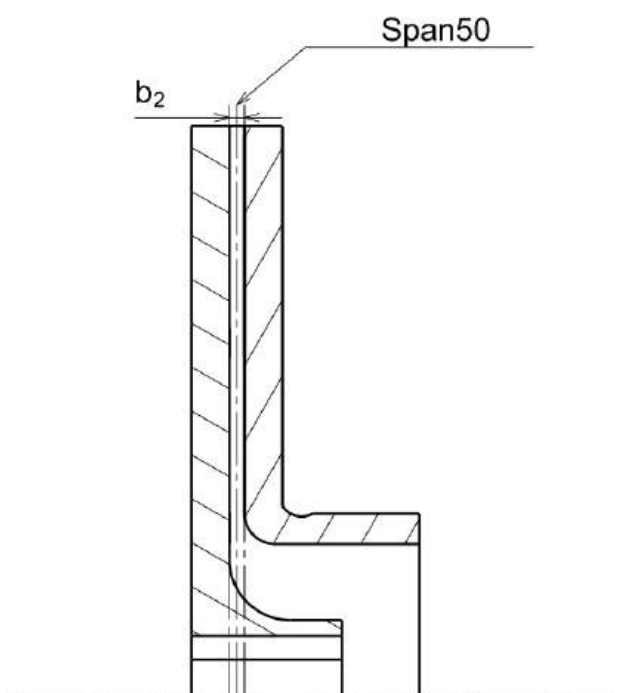
oraz identyfikację obszarów recyrkulacji i lokalnych strat w rejonie wirnika szczelinowego.

Część wyników badań wstępnych dotyczących wybranych wariantów wirnika szczelinowego została opublikowana w pracy [135].

8.3 ANALIZA JAKOŚCIOWA WYNIKÓW

8.3.1 WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH BADAŃ WSTĘPNYCH – ANALIZA ROZKŁADÓW CIŚNIENIA I PRĘDKOŚCI

W tab. 8.2 oraz 8.3 zestawiono wyniki z płaszczyzny $Span = 0,5$ (SPAN50), czyli z płaszczyzny środkowej wysokości kanału przepływowego, obejmujące rozkład modułu prędkości oraz rozkład ciśnienia bezwzględego dla wirnika referencyjnego $W0$ i wariantów szczelinowych od $BW-W1$ do $BW-W7$. Wszystkie przypadki analizowano w warunkach punktu najlepszej sprawności BEP danego wirnika, co oznacza, że odpowiadające im wartości wydajności Q są różne. Z tego względu interpretacja przedstawionych pól dotyczy przede wszystkim charakteru przepływu w kanale międzyłopatkowym, w szczególności jednorodności rozkładów oraz obecności lokalnych stref małych prędkości, a nie bezpośredniego porównania wartości bezwzględnych ciśnienia i prędkości pomiędzy wariantami.



Rysunek 8.7. Położenie środkowej płaszczyzny kontrolnej – SPAN50

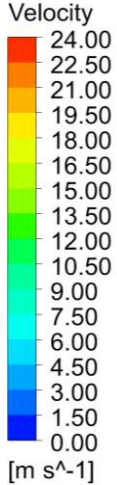

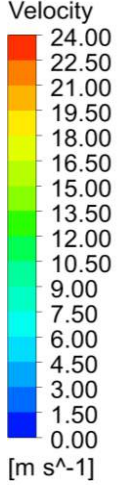
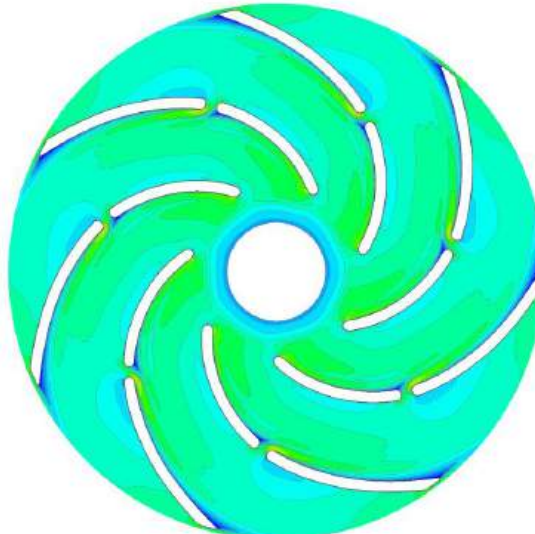
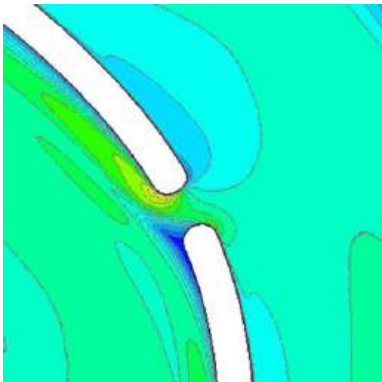
Dla wirnika *BW-W0* obserwuje się rozkład typowy dla wirnika promieniowego. Ciśnienie bezwzględne rośnie wraz ze wzrostem promienia, a w obrębie kanałów międzyłopatkowych widoczny jest ciągły przyrost ciśnienia w kierunku wylotu. Rozkład prędkości wskazuje na niejednorodność przepływu w kanale, widoczną jako obszary podwyższonych prędkości w rdzeniu kanału oraz strefy zmniejszające czynny przekrój przepływowy („martwe strefy”) w pobliżu powierzchni łopatek i w śladzie za krawędzią spływu. Obraz ten stanowi punkt odniesienia do oceny wpływu zastosowania szczelin na rozkład obciążenia łopatki oraz na jakość przepływu w kanale.

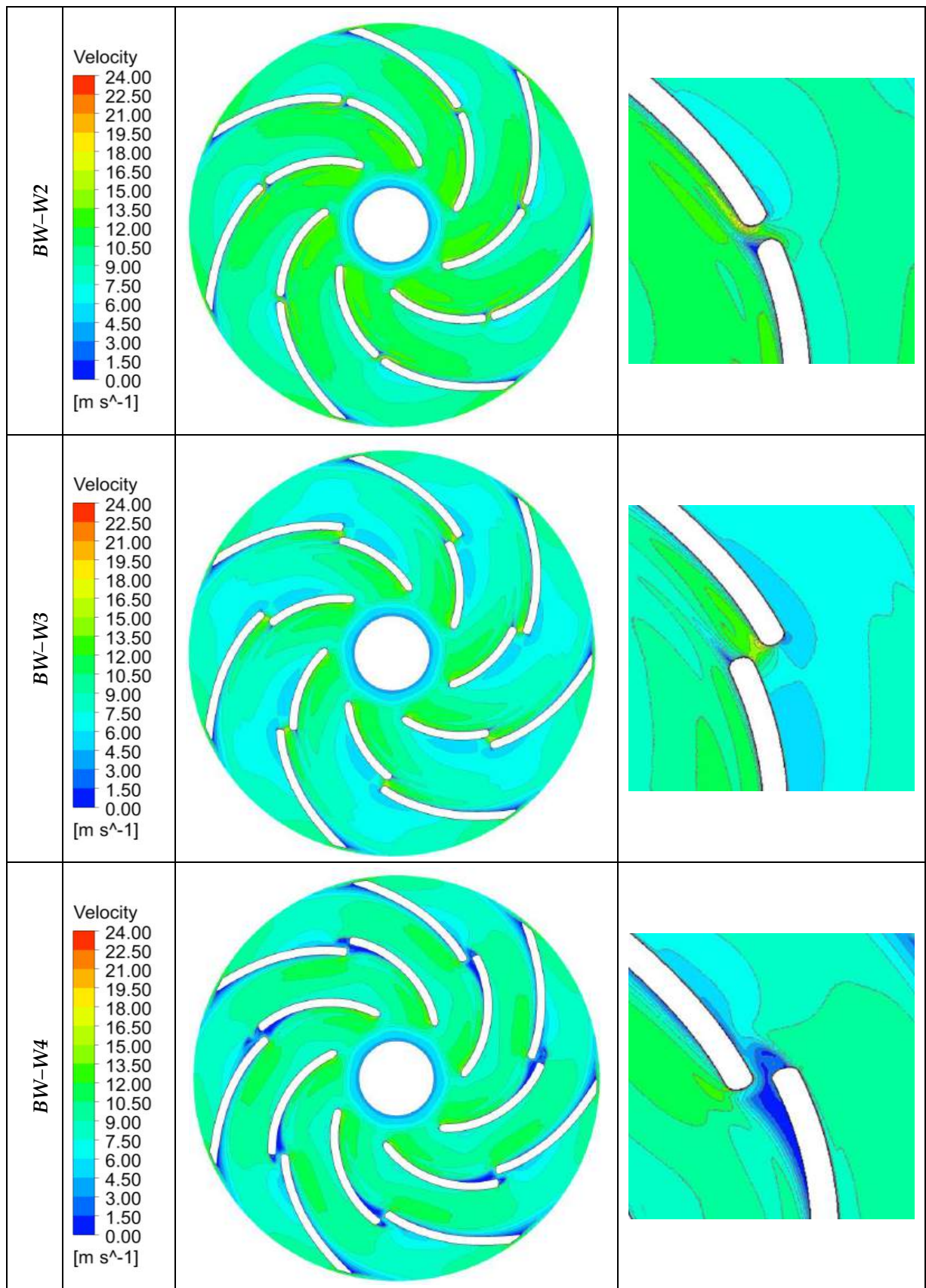
Zaproponowane modyfikacje geometrii podzielono na dwie grupy. Pierwsza obejmuje przecięcie łopatki na długości, tworząc szczelinę o większym rozwarciu w wariantcie *BW-W1* oraz o mniejszym rozwarciu w wariantcie *BW-W2*, a także wariant z podwójnym przecięciem *BW-W7*. W tej grupie geometria szczeliny jest opisana parametrami R_{1gap} i R_{2gap} . Obecność szczeliny powoduje lokalny przepływ przez jej przekrój, co uwidacznia się w rozkładzie prędkości jako pasma podwyższonych wartości w sąsiedztwie krawędzi szczeliny (tab. 8.2). Jednocześnie obserwuje się częściowe zmniejszenie różnic ciśnienia pomiędzy stroną czynną i bierną łopatki, co oznacza modyfikację rozkładu obciążenia. Dla większego rozwarcia szczeliny w *BW-W1* zmiany w rozkładzie prędkości są silniejsze, a w rejonie szczeliny częściej występują lokalne niejednorodności, które mogą sprzyjać wzrostowi strat związanych z mieszaniem strug. Dla mniejszego rozwarcia w *BW-W2* obraz przepływu jest bliższy wariantowi referencyjnemu, a zaburzenia w rejonie szczeliny są słabsze. Wariant *BW-W7* wprowadza analogiczny mechanizm w dwóch miejscach wzdłuż łopatki, przez co lokalny wpływ pojedynczej szczeliny jest mniejszy, natomiast rośnie liczba obszarów, w których pojawiają się lokalne zmiany prędkości.

Druga grupa obejmuje łopatki, w których szczelinę uzyskano przez przesunięcie fragmentu łopatki głównej. Warianty *BW-W3* i *BW-W5* odpowiadają przesunięciu w kierunku strony czynnej, natomiast *BW-W4* i *BW-W6* w kierunku strony biernej, rozpatrując od strony wlotu. Różnice pomiędzy tymi konfiguracjami są widoczne na płaszczyźnie środkowej wysokości kanału. Dla wariantów przesuniętych na stronę czynną przepływ w kanale jest bardziej uporządkowany, a rozkład prędkości wskazuje na mniejszą skłonność do powstawania rozległych stref małych prędkości (tab. 8.2). Wariant *BW-W5* wyróżnia się najbardziej jednolitym rozkładem prędkości w kanałach oraz bardziej równomiernym rozkładem ciśnienia, bez wyraźnych lokalnych deformacji w rejonie szczeliny. Taki obraz jest zgodny z obserwacją, że w *BW-W5* ograniczono zjawiska prowadzące do wzrostu strat hydraulicznych, co stanowi jakościowe uzasadnienie jego korzystnej oceny w serii badań wstępnych.

Odmienną charakterystykę wykazują warianty z przesunięciem łopatki wtórnej na stronę bierną, czyli *BW-W4* i *BW-W6* (tab. 8.2). W tych przypadkach częściej występują lokalne strefy bardzo małych prędkości w pobliżu szczeliny oraz w części wylotowej kanału, a rozkład ciśnienia jest mniej równomierny i zawiera silniejsze lokalne zmiany w sąsiedztwie szczeliny. Wskazuje to na pogorszenie warunków przepływu w wylotowej części kanału, gdzie rośnie znaczenie dyfuzji i podatność na lokalne zaburzenia. W konsekwencji konfiguracje *BW-W4* i *BW-W6* mogą sprzyjać wzrostowi strat, co jest spójne z ich gorszymi wynikami sprawnościowymi w porównaniu z wariantami przesuniętymi na stronę czynną.

Tabela 8.2. Zestawienie rozkładów prędkości w płaszczyźnie SPAN50 dla wirnika referencyjnego *BW-W0* oraz wariantów szczelinowych od *BW-W1* do *BW-W7* w punktach BEP

Wirnik	Legenda	Rozkład prędkości	Powiększenie obszaru łopatki szczelinowej
<i>BW-W0</i>	<p>Velocity</p>  <p>[m s⁻¹]</p>		<p>—</p>
<i>BW-W1</i>	<p>Velocity</p>  <p>[m s⁻¹]</p>		



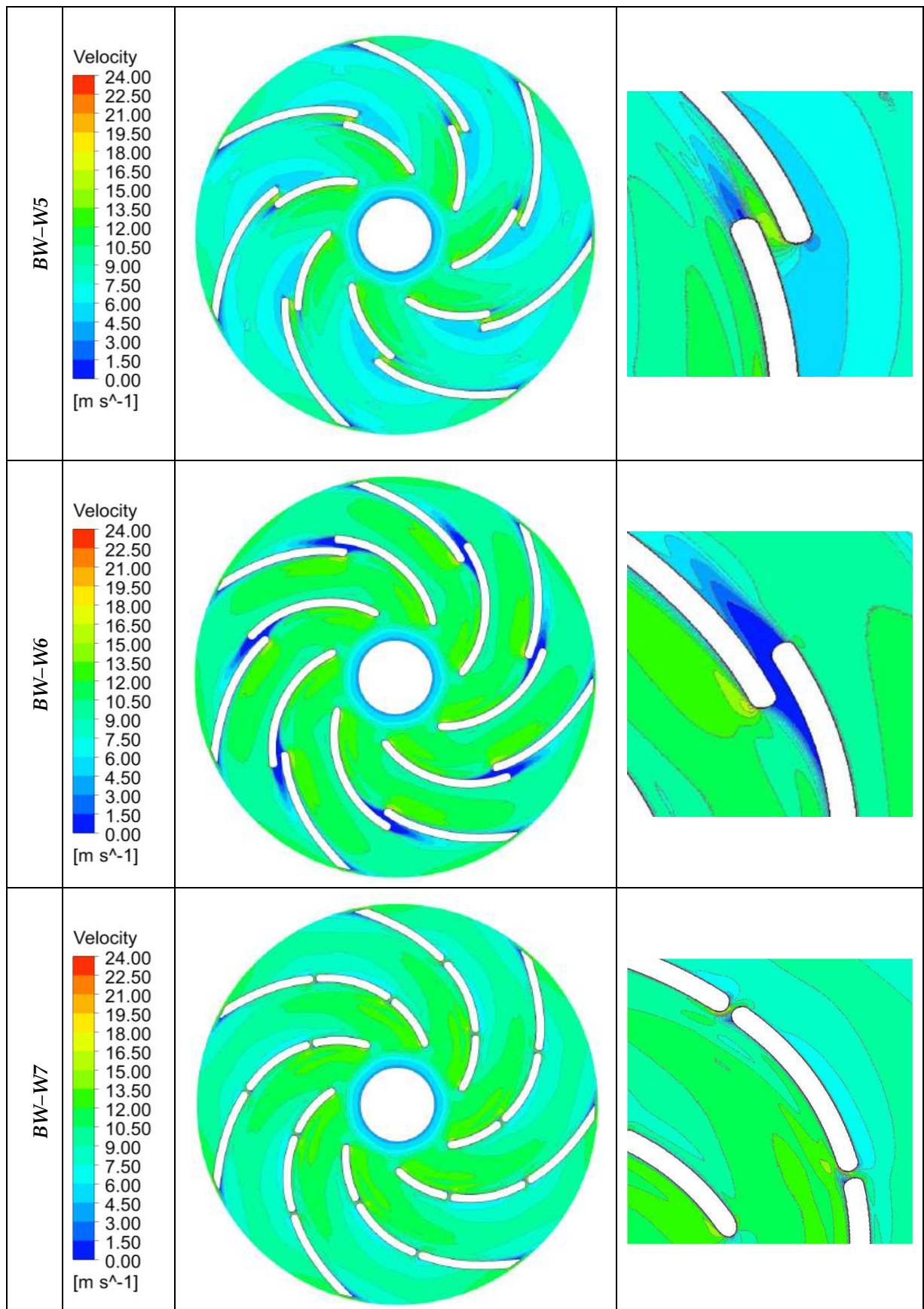
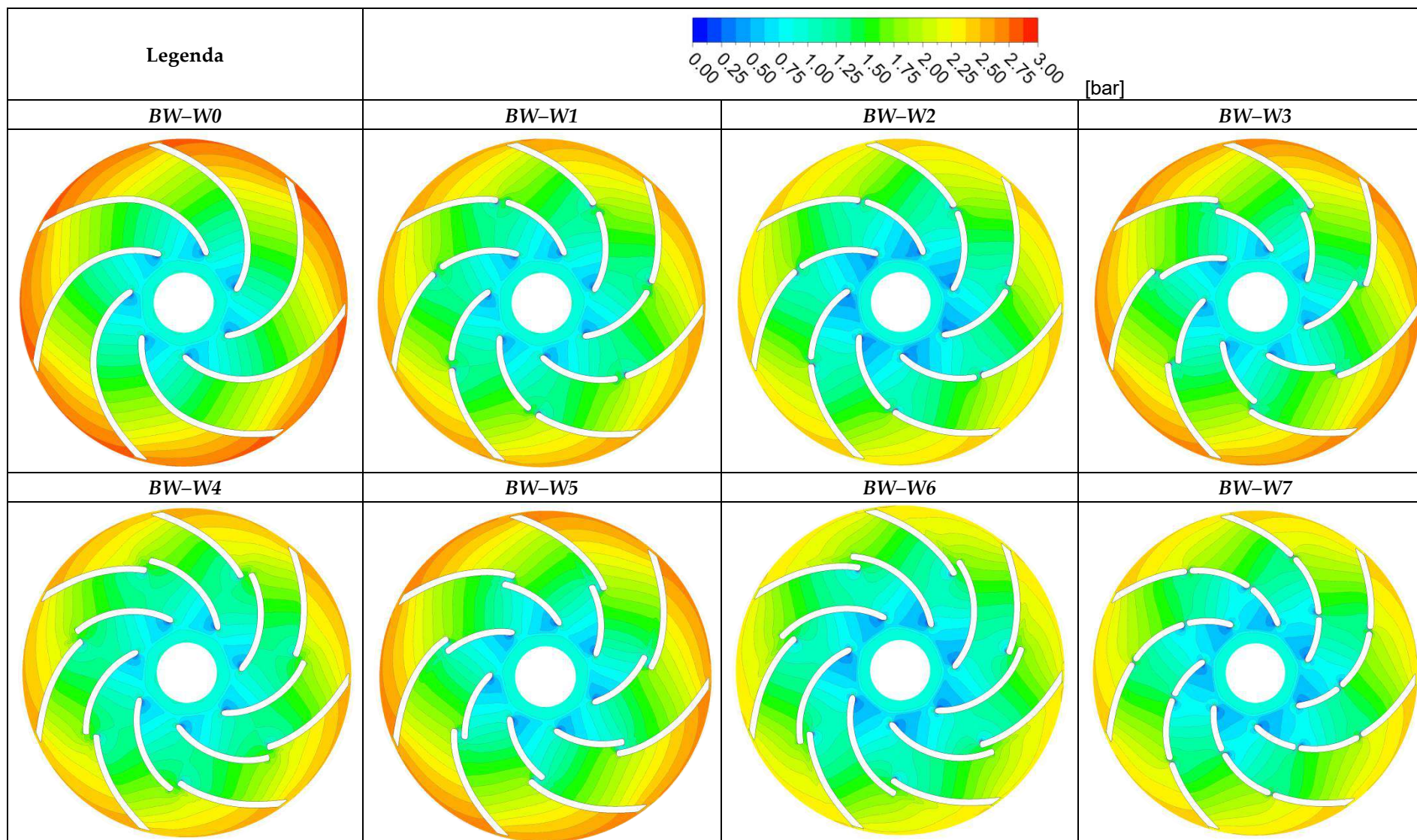


Tabela 8.3. Zestawienie rozkładów ciśnienia bezwzględnego w płaszczyźnie SPAN50 dla wirnika referencyjnego BW-W0 oraz wariantów szczelinowych BW-W1 – BW-W7 w punktach BEP



W kolejnym kroku przeanalizowano rozwinięcie kanału międzyłopatkowego w ujęciu *blade-to-blade* – tab. 8.4. Dla każdego wirnika zestawiono rozkład ciśnienia bezwzględnego oraz linie prądu z naniesionymi wartościami prędkości. W nagłówkach podano odpowiadające im wartości wydatku w punkcie najlepszej sprawności. Taki sposób prezentacji pozwala ocenić przebieg przyrostu ciśnienia wzdłuż kanału oraz wskazać obszary zaburzeń przepływu, które w warunkach optymalnych nie powinny obejmować znacznej części przekroju kanału.

Dla wirnika referencyjnego *BW-W0* widoczny jest ciągły przyrost ciśnienia w kierunku wylotu kanału oraz lokalne obniżenia ciśnienia w pobliżu krawędzi natarcia po stronie biernej. Linie prądu układają się równolegle do ścian kanału, a strefy małych prędkości pozostają ograniczone do wąskich obszarów przy powierzchniach łopatki i w śladzie za krawędzią spływu. Obraz ten można uznać za punkt odniesienia do oceny wpływu szczelinowania na stabilność przepływu i jednorodność pola prędkości w kanale.

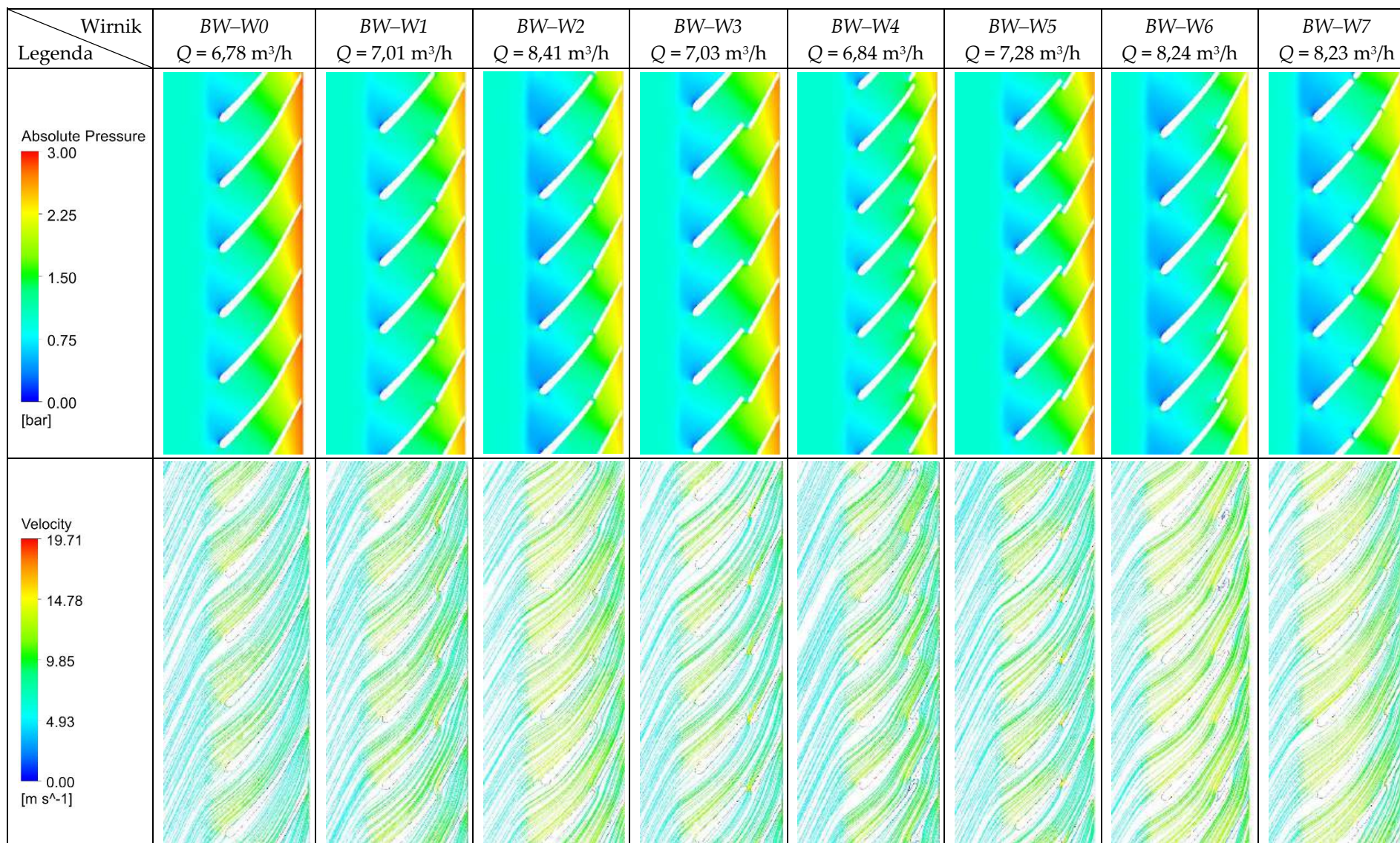
Warianty z przecięciem łopatki na długości, czyli *BW-W1* i *BW-W2*, oraz wariant z podwójnym przecięciem *BW-W7*, wprowadzają dodatkowy przepływ przez szczelinę pomiędzy stroną czynną i bierną. W polu prędkości ujawnia się to jako lokalne pasma zwiększonej prędkości w rejonie szczeliny oraz w jej bezpośrednim sąsiedztwie. Jednocześnie obserwuje się częściowe złagodzenie różnic ciśnienia pomiędzy stronami łopatki w wylotowej części kanału, co wskazuje na modyfikację rozkładu obciążenia łopatki. Dla większej szczeliny *BW-W1* efekt lokalnego przyspieszenia jest wyraźniejszy, a linie prądu są bardziej podatne na odchylenia w pobliżu szczeliny. Dla mniejszej szczeliny *BW-W2* zmiany są łagodniejsze i przepływ pozostaje bardziej uporządkowany. W wariantcie *BW-W7* mechanizm ten występuje w dwóch miejscach, co zmniejsza intensywność pojedynczego oddziaływania, ale zwiększa liczbę stref, w których pojawiają się lokalne niejednorodności prędkości.

Najistotniejsze różnice w badaniach wstępnych ujawniają warianty, w których szczelina powstała przez przesunięcie fragmentu łopatki. Dla konfiguracji przesuniętej na stronę czynną, szczególnie w wariantcie *BW-W5*, rozkład ciśnienia w kanale ma charakter równomierny, a strefa podwyższonego ciśnienia w części wylotowej jest wyraźna i ciągła. Linie prądu w *BW-W5* są uporządkowane, a lokalne obszary małych prędkości w pobliżu ścian kanału pozostają niewielkie. W rejonie szczeliny nie obserwuje się rozległych zaburzeń toru przepływu, co sugeruje, że przepływ przez szczelinę nie wprowadza silnych struktur wtórnych. Taki obraz jest zgodny z obserwacją, że w *BW-W5* ograniczono zjawiska prowadzące do strat, w tym wzrost śladu wylotowego oraz lokalne odrywanie przepływu w wylotowej

części kanału. Jest to jakościowe wyjaśnienie, dlaczego wariant *BW-W5* został oceniony jako najkorzystniejszy.

Odmienną charakterystykę wykazują warianty przesunięte na stronę bierną, czyli *BW-W4* i *BW-W6*. W tych przypadkach w polu prędkości częściej pojawiają się lokalne obszary bardzo małych prędkości w pobliżu ściany kanału oraz w części wylotowej, a linie prądu wykazują większe odchylenia i lokalne deformacje. W rozkładzie ciśnienia widoczne są silniejsze lokalne zmiany w pobliżu szczeliny oraz większa koncentracja gradientu ciśnienia w drugiej części kanału. Taki obraz wskazuje na pogorszenie warunków przepływu w rejonie wlotowym i wzrost skłonności do tworzenia struktur wtórnych, co sprzyja stratom hydraulicznym. W ujęciu porównawczym *BW-W4* i *BW-W6* prezentują mniej korzystną organizację przepływu niż *BW-W5*, co pozostaje zgodne z ich gorszą oceną sprawnościową w serii badań wstępnych.

Tabela 8.4. Rozkład ciśnienia bezwzględego oraz linie prądu z naniesionymi wartościami prędkości w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego (bad. wstępne)



Na podstawie przeprowadzonych wstępnych obliczeń numerycznych można stwierdzić, że:

- 1) Warianty z przecięciem łopatki na długości $BW-W1$, $BW-W2$ oraz z podwójnym przecięciem $BW-W7$ powodują lokalne zmiany pola prędkości w rejonie szczeliny, jednak nie dają tak korzystnego i powtarzalnego obrazu przepływu w części wylotowej kanału jak warianty z przesunięciem fragmentu łopatki.
- 2) Dla $BW-W1$ większa szerokość szczeliny prowadzi do silniejszych lokalnych niejednorodności prędkości w sąsiedztwie szczeliny, co wskazuje na większy udział strat mieszania.
- 3) Dla $BW-W2$ mniejsza szerokość ogranicza niejednorodności, ale jednocześnie zmniejsza wpływ szczeliny na modyfikację rozkładu ciśnienia w kanale.
- 4) Wariant $BW-W7$ rozkłada oddziaływanie szczeliny na dwa obszary, przez co lokalny wpływ jest słabszy niż w $BW-W1$, ale rośnie liczba stref o podwyższonej niejednorodności pola prędkości.
- 5) Warianty z przesunięciem fragmentu łopatki na stronę czynną $BW-W3$ i $BW-W5$ wykazują bardziej uporządkowany obraz przepływu w kanale, szczególnie w drugiej części kanału.
- 6) Wariant $BW-W3$ jest rozwiązaniem zbliżonym do $BW-W5$, lecz brak nakładania się części łopatki w rejonie szczeliny oznacza mniejszą zmianę lokalnego obciążenia i słabszy efekt modyfikacji rozkładu ciśnienia.
- 7) Wariant $BW-W5$ charakteryzuje się najbardziej jednorodnym rozkładem prędkości oraz bardziej równomiernym przebiegiem ciśnienia, bez wyraźnych lokalnych deformacji w rejonie szczeliny i w części wylotowej kanału.
- 8) Warianty z przesunięciem na stronę bierną $BW-W4$ i $BW-W6$ wykazują częstsze występowanie stref bardzo małych prędkości oraz większą niejednorodność rozkładu ciśnienia w drugiej części kanału, co wskazuje na większy potencjał strat.

Do badań zasadniczych wybrano wariant $BW-W5$, ponieważ w obliczeniach wstępnych zapewnił najkorzystniejszą organizację przepływu w punkcie BEP, przy jednoczesnym wyraźnym wpływie szczeliny na rozkład ciśnienia oraz ograniczeniu stref małych prędkości w kanale międzyłopatkowym, co wskazywało na zasadność hipotezy $H2$.

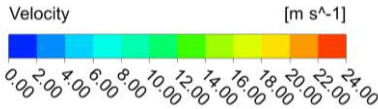

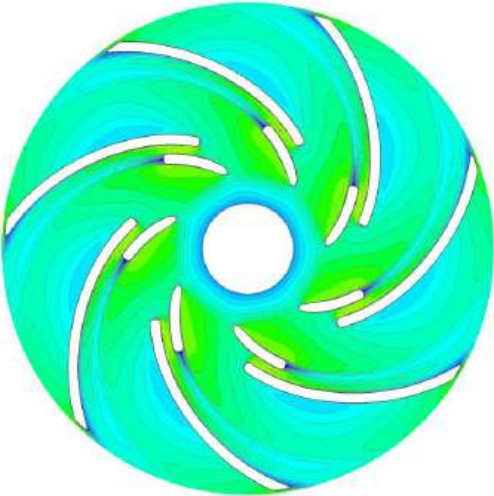
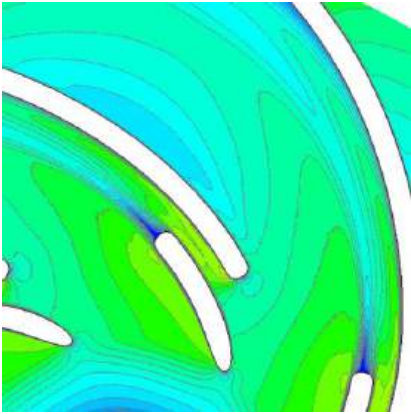
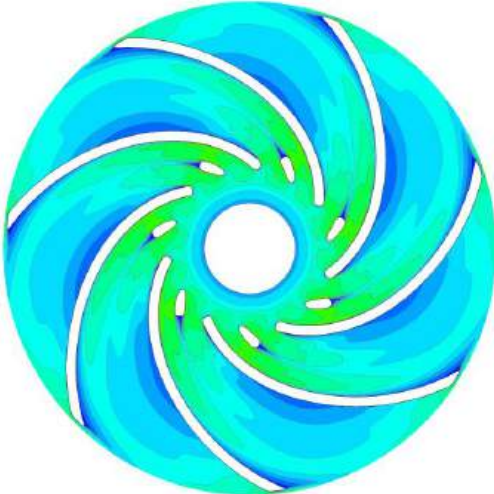
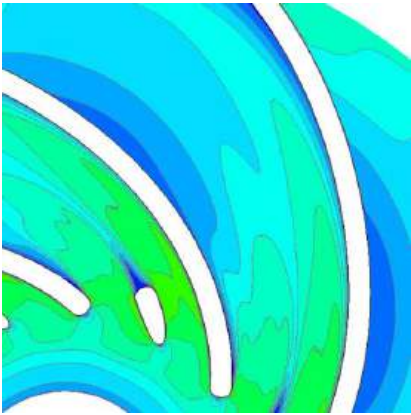
8.3.2 WYNIKI OBLICZEŃ NUMERYCZNYCH BADAŃ ZASADNICZYCH – ANALIZA ROZKŁADÓW CIŚNIENIA I PRĘDKOŚCI

W badaniach zasadniczych przeanalizowano dwa zestawy konfiguracji wirnika. W każdym z nich porównano wirnik referencyjny $W0$, wariant o najlepszych parametrach energetycznych oraz wariant o parametrach najłabszych. Celem analizy było wskazanie cech pola przepływu odpowiedzialnych za poprawę charakterystyk energetycznych w wariacie najlepszym oraz identyfikacja zjawisk towarzyszących ich pogorszeniu w wariacie najmniej korzystnym.

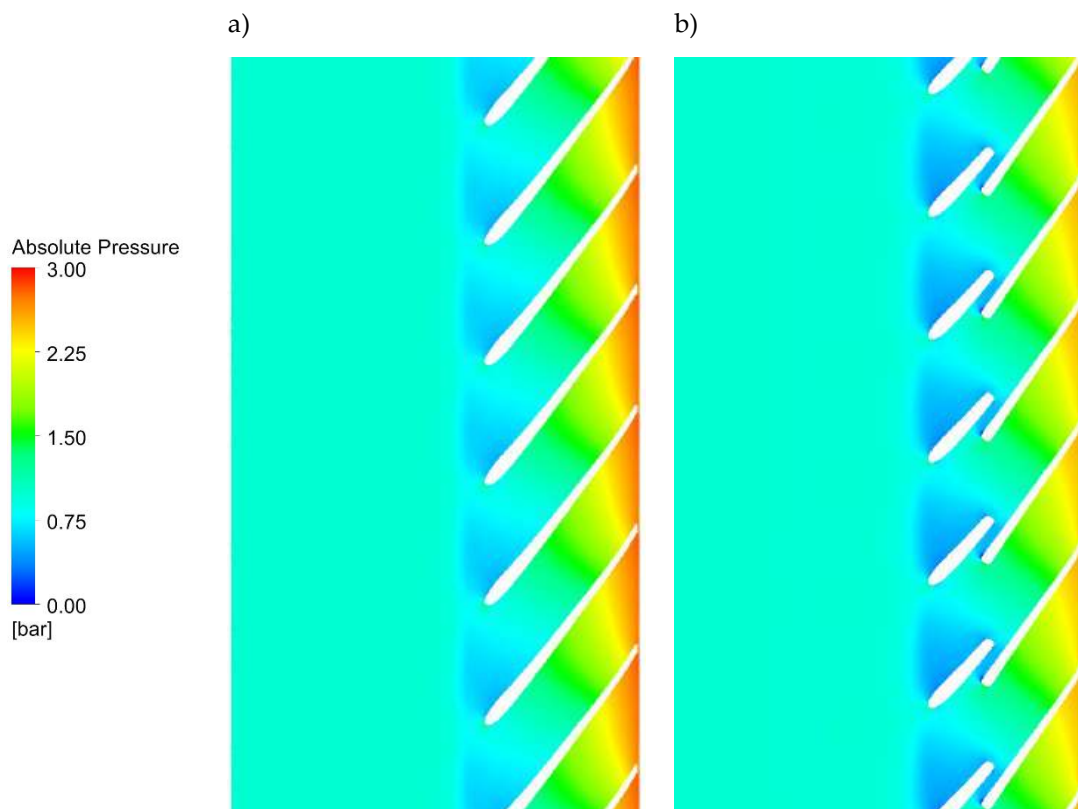
Dla zestawu $Z1$ porównano wirnik referencyjny $W0$, wariant $W1$ o najlepszych parametrach energetycznych oraz wariant $W11$ o parametrach najłabszych. W tab. 8.5 przedstawiono rozkłady prędkości na płaszczyźnie $SPAN50$ wraz z powiększeniem rejonu łopatki szczelinowej. Dla wirnika $W0$ widoczny jest typowy układ przepływu w kanałach międzyłopatkowych, z pasmami większych prędkości w rdzeniu kanału oraz strefami mniejszych prędkości przy powierzchniach łopatek. W wariacie $W1$ rozkład prędkości jest bardziej wyrównany w obrębie kanałów, a w powiększeniu rejonu szczeliny nie występują rozległe obszary bardzo małych prędkości. Szczególnie w wylotowej części kanału, pole prędkości w $W1$ jest bardziej jednorodne niż w $W0$, co wskazuje na korzystniejszą organizację przepływu w obszarze najbardziej wrażliwym na wzrost strat. W wariacie $W11$ obserwuje się natomiast wyraźne pogorszenie obrazu przepływu w porównaniu z $W0$ i $W1$. W rejonie szczeliny oraz w kanałach międzyłopatkowych występują większe obszary obniżonej prędkości i silniejsze lokalne niejednorodności, które mogą prowadzić do wzrostu strat oraz wyraźnego spadku parametrów energetycznych względem wirnika bazowego.

W tab. 8.6 przedstawiono rozkłady ciśnienia bezwzględnego na płaszczyźnie $SPAN50$. We wszystkich przypadkach występuje przyrost ciśnienia wraz ze wzrostem promienia, jednak stopień uporządkowania pola i równomierność tego przyrostu różnią się pomiędzy wariantami. Dla wirnika $W0$ rozkład ma charakter referencyjny i wykazuje typowy, ciągły wzrost ciśnienia w kanałach. W wariacie $W1$ wzrost ciśnienia w kierunku promieniowym przebiega bardziej równomiernie, a lokalne zmiany w sąsiedztwie szczeliny nie powodują wyraźnych deformacji pola w części wylotowej kanału. Taka postać rozkładu wskazuje na stabilniejszy przebieg przyrostu ciśnienia w kanale, co jest spójne z lepszymi parametrami energetycznymi $W1$ w porównaniu z $W0$. Dla wariantu $W11$ widoczne są silniejsze lokalne zmiany ciśnienia w kanałach oraz mniejsza równomierność rozkładu, co jest zgodne z obserwowaną w tab. 8.5 niejednorodnością pola prędkości i wskazuje na mniej korzystne warunki przepływu.

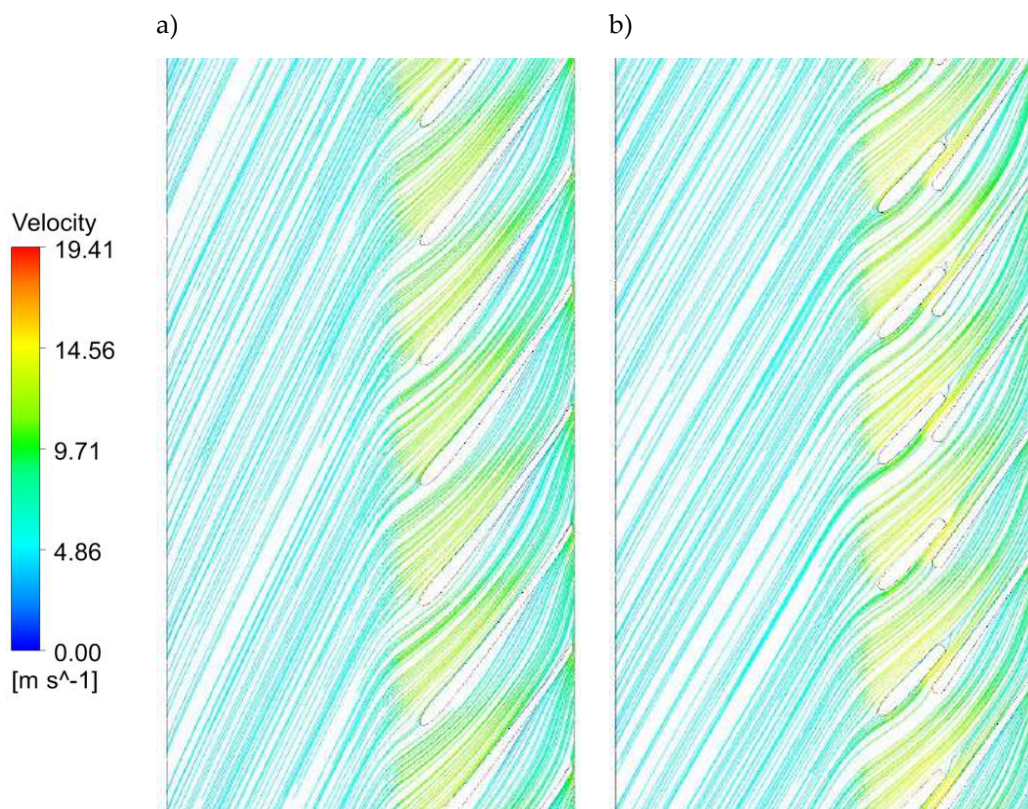
Tabela 8.5. Zestawienie rozkładów prędkości w płaszczyźnie SPAN50 dla wirników Z1: W0, W1 oraz W11 w punktach BEP

Legenda Wirnik	Rozkład prędkości	Powiększenie obszaru łopatki szczelinowej
	 <p>Velocity [m s⁻¹]</p> <p>0.00 2.00 4.00 6.00 8.00 10.00 12.00 14.00 16.00 18.00 20.00 22.00 24.00</p>	
W0		-
W1		
W11		

W kolejnym etapie wykonano analizę rozwinięcia kanału międzyłopatkowego w ujęciu *blade-to-blade* dla wirników *W0* i *W1*. Na rys. 8.8 przedstawiono rozkład ciśnienia bezwzględnego, natomiast na rys. 8.9 linie prądu z naniesionymi wartościami prędkości. Dla wirnika *W0* obserwuje się typowy rozkład ciśnienia z lokalnym obniżeniem w pobliżu krawędzi natarcia po stronie ssącej oraz wzrostem w kierunku wylotu kanału. Linie prądu wskazują na uporządkowany przepływ, przy czym w części wylotowej kanału widoczne są obszary mniejszych prędkości związane ze śladem za krawędzią spływu oraz niejednorodnością wypływu. W wariantcie *W1* przyrost ciśnienia wzdłuż kanału jest bardziej równomierny, a przebieg linii prądu bardziej jednolity w przekroju kanału. W szczególności w rejonie wylotu kanału widoczna jest mniejsza rozpiętość prędkości i ograniczenie występowania stref zmniejszających czynny przekrój przepływu, co wskazuje na poprawę jednorodności wypływu w porównaniu z *W0*. Taki obraz wyjaśnia, dlaczego w warunkach BEP wirnik *W1* osiąga lepsze parametry energetyczne niż wirnik bazowy.



Rysunek 8.8. Rozkład ciśnienia bezwzględnego w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego (*blade-to-blade*) dla zestawu Z1: a) wirnik *W0*, b) wirnik *W1*



Rysunek 8.9. Linie prądu w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego (blade-to-blade), z naniesionymi wartościami prędkości, dla zestawu Z1: a) wirnik W0, b) wirnik W1

Zestawienie wyników na płaszczyźnie SPAN50 oraz w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego wskazuje, że przewaga wariantu W1 nad W0 jest związana z bardziej jednorodnym polem prędkości w kanałach oraz bardziej równomiernym przebiegiem ciśnienia w kierunku wylotu, co ogranicza niekorzystne niejednorodności przepływu. Jednocześnie wariant W11 wykazuje cechy przeciwne, w tym rozległe obszary obniżonej prędkości i większe lokalne zmiany ciśnienia, co stanowi spójne wyjaśnienie jego wyraźnie gorszych parametrów energetycznych, również w odniesieniu do wirnika referencyjnego.

Analogiczną analizę przeprowadzono dla zestawu Z2, obejmującego wirnik referencyjny W0, wariant W12 o najlepszych parametrach energetycznych oraz wariant W11 o parametrach najgorszych. W tab. 8.7 zestawiono rozkłady prędkości na płaszczyźnie SPAN50 wraz z powiększeniem rejonu łopatki szczelinowej. Dla wirnika W0 widoczny jest typowy rozkład prędkości w kanałach międzyłopatkowych, z obszarami większych prędkości w rdzeniu kanału oraz strefami mniejszych prędkości w pobliżu powierzchni łopatek. W wariacie W12 rozkład prędkości jest bardziej wyrównany w obrębie kanałów, a w rejonie szczeliny nie występują rozległe obszary bardzo małych prędkości. Wskazuje

to na korzystniejszą organizację przepływu w porównaniu z wirnikiem referencyjnym. W przypadku *W11* obserwuje się wyraźne pogorszenie obrazu przepływu. W kanałach międzyłopatkowych częściej występują obszary obniżonej prędkości, a w powiększeniu rejonu szczeliny widoczna jest większa lokalna niejednorodność.

W tab. 8.8 przedstawiono rozkłady ciśnienia bezwzględnego na płaszczyźnie *SPAN50*. Dla wszystkich wirników występuje przyrost ciśnienia wraz ze wzrostem promienia, jednak stopień równomierności pola różni się pomiędzy wariantami. Wariant *W12* zachowuje bardziej uporządkowany przebieg przyrostu ciśnienia w kanałach oraz mniejsze lokalne odchylenia w rejonie szczeliny niż wirnik *W0*. Wariant *W11* wykazuje większe lokalne zmiany ciśnienia w obrębie kanałów, co jest zgodne z obserwowaną niejednorodnością rozkładu prędkości.

Tabela 8.7. Zestawienie rozkładów prędkości w płaszczyźnie SPAN50 dla wirników: W0, W11 oraz W12 w punktach BEP

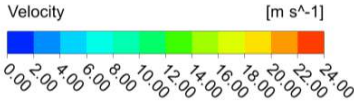


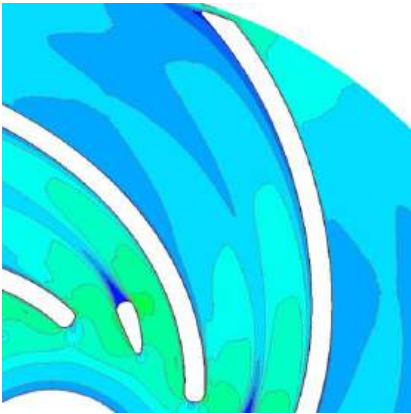

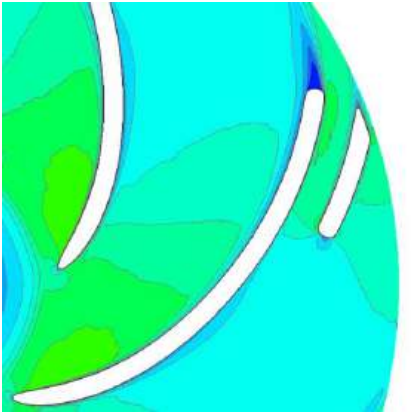
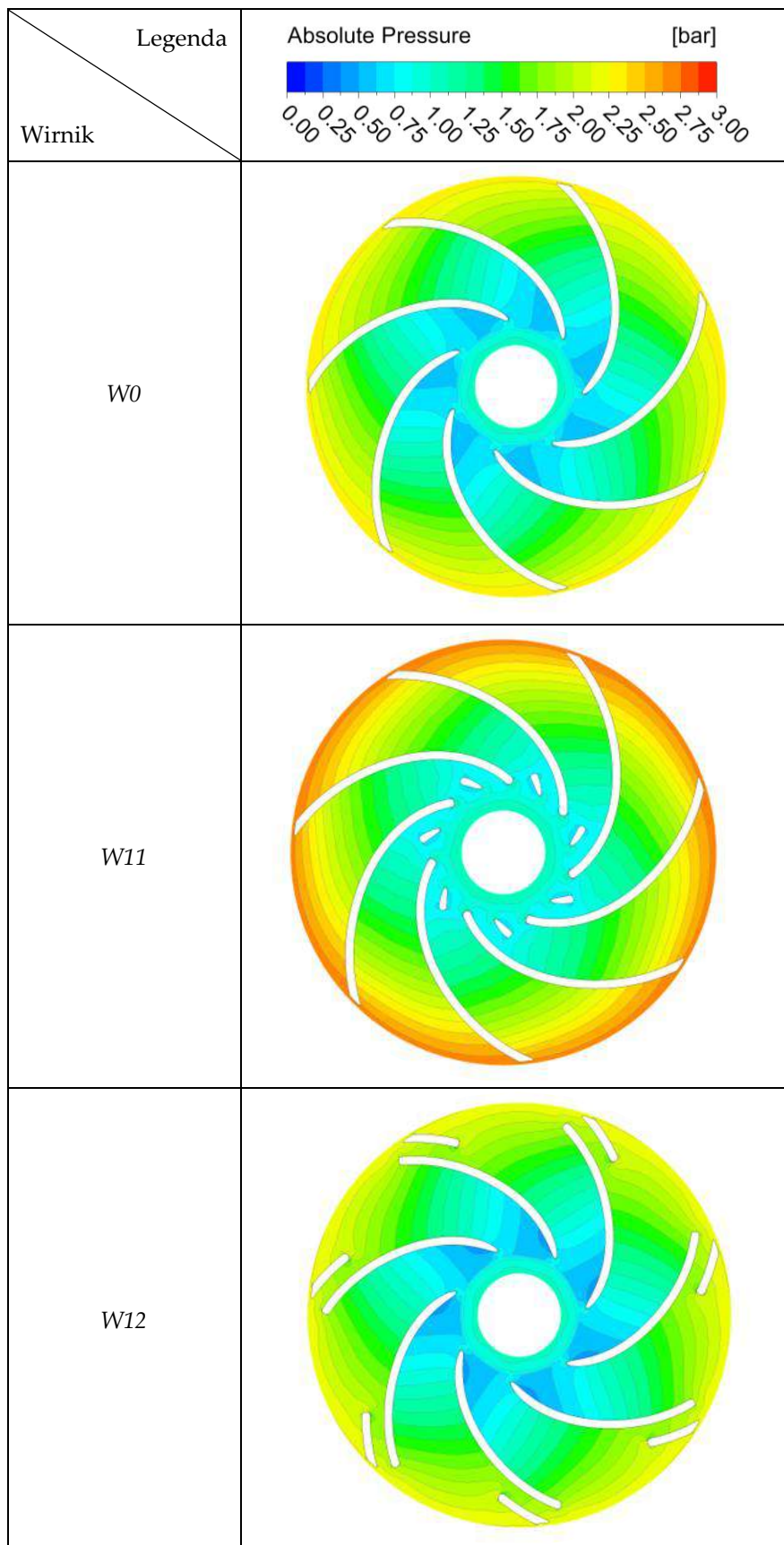
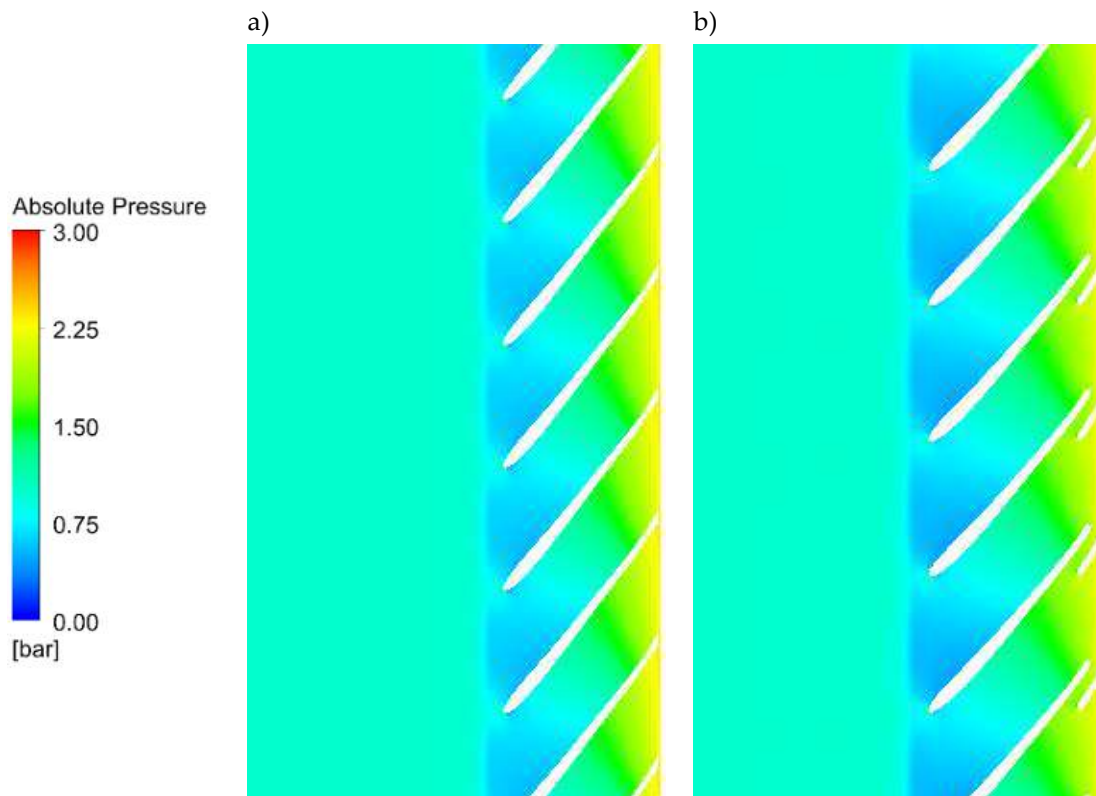
	Rozkład prędkości	Powiększenie obszaru łopatki szczelinowej
Legenda	<p>Velocity [m s⁻¹]</p>  <p>0.00 2.00 4.00 6.00 8.00 10.00 12.00 14.00 16.00 18.00 20.00 22.00 24.00</p>	
Wirnik		
W0		—
W11		
W12		

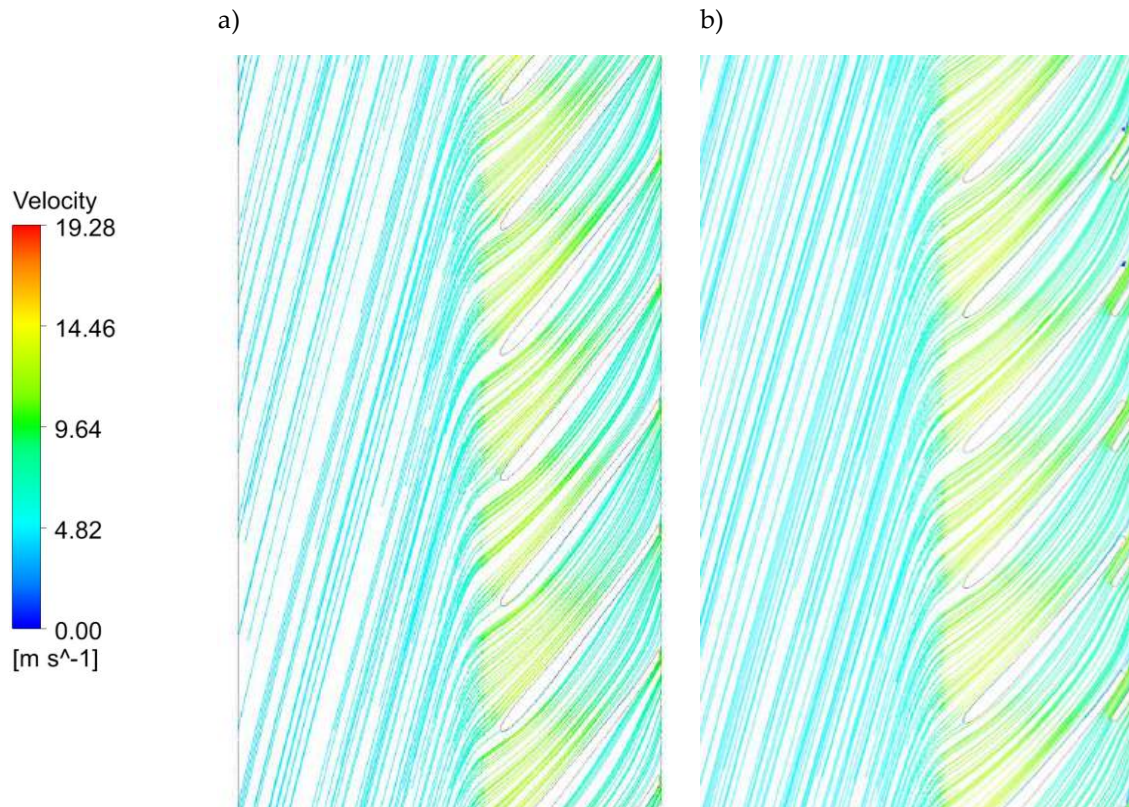
Tabela 8.8. Zestawienie rozkładów ciśnienia bezwzględnego w płaszczyźnie SPAN50 dla wirnika referencyjnego W0 oraz wariantów szczelinowych W11 i W12 w punktach BEP



W kolejnym kroku wykonano analizę rozwinięcia kanału międzyłopatkowego w ujęciu *blade-to-blade* dla wirników W0 i W12. Na rys. 8.10 przedstawiono rozkład ciśnienia bezwzględnego, a na rys. 8.11 linie prądu z naniesionymi wartościami prędkości. Dla wirnika W12 widoczny jest bardziej równomierny przebieg przyrostu ciśnienia wzdłuż kanału oraz bardziej jednorodny rozkład prędkości w przekroju kanału, zwłaszcza w części wylotowej. Linie prądu wskazują na mniejsze lokalne odchylenia i ograniczenie występowania stref zmniejszających czynny przekrój przepływu niż w przypadku wirnika W0. Taki obraz przepływu jest spójny z lepszymi parametrami energetycznymi wariantu W12 oraz wyjaśnia kierunek zmian względem wirnika referencyjnego, podczas gdy wariant W11 charakteryzuje się cechami niekorzystnymi już na płaszczyźnie SPAN50.



Rysunek 8.10. Rozkład ciśnienia bezwzględnego w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego (*blade-to-blade*) dla zestawu Z2: a) wirnik W0, b) wirnik W12



Rysunek 8.11. Linie prądu w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego (blade-to-blade), z naniesionymi wartościami prędkości, dla zestawu Z2: a) wirnik W0, b) wirnik W12

Zestawienie wyników na płaszczyźnie SPAN50 oraz w rozwinięciu kanału międzyłopatkowego wskazuje, że przewaga wariantu W12 nad wirnikiem W0 wiąże się z bardziej wyrównanym rozkładem prędkości w kanałach oraz bardziej równomiernym przyrostem ciśnienia w kierunku wylotu, co sprzyja ograniczeniu lokalnych niejednorodności przepływu. Wariant W11 wykazuje cechy przeciwne, w tym większy udział obszarów małych prędkości i silniejsze lokalne zmiany ciśnienia, co jest zgodne z jego wyraźnie gorszymi parametrami energetycznymi w porównaniu z wirnikiem referencyjnym.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń numerycznych badań zasadniczych można sformułować następujące wnioski:

- 1) W obu zestawach przypadków, wirnik o najlepszych parametrach energetycznych, czyli W1 dla Z1 oraz W12 dla Z2, wykazuje bardziej wyrównany rozkład prędkości w kanałach międzyłopatkowych niż wirnik referencyjny W0, szczególnie w drugiej części kanału, w kierunku wylotu.
- 2) Dla wariantów o najkorzystniejszych parametrach pracy, w obu zestawach widoczny jest bardziej równomierny przyrost ciśnienia w kierunku

promieniowym i wzdłuż kanału, bez wyraźnych lokalnych zaburzeń pola w rejonie szczeliny oraz w strefie wylotowej.

- 3) W rozwinięciu kanału międzyłopatkowego dla przypadków najlepszych obserwuje się bardziej jednorodny rozkład prędkości w przekroju kanału, a linie prądu mają bardziej uporządkowany przebieg w porównaniu z $W0$.
- 4) W wirniku referencyjnym $W0$ widoczna jest większa niejednorodność wypływu z kanału, w tym silniej zaznaczone „martwe strefy” związane ze śladem za krawędzią spływu, co może zwiększać straty w części wylotowej kanału.
- 5) Wirnik o najslabszych parametrach energetycznych $W11$ wykazuje w obu zestawach wyraźnie niekorzystny obraz przepływu już na płaszczyźnie $SPAN50$, w tym większy udział obszarów obniżonej prędkości w kanałach oraz silniejsze lokalne niejednorodności w rejonie szczeliny.
- 6) Dla wariantu $W11$ rozkład ciśnienia jest mniej równomierny niż dla $W0$ oraz wariantów najlepszych, co przejawia się silniejszymi lokalnymi zmianami ciśnienia w obrębie kanałów i wskazuje na pogorszenie warunków przepływu.
- 7) Porównanie $Z1$ i $Z2$ potwierdza, że odpowiednio dobrana geometria szczeliny może poprawić warunki przepływu w kanale międzyłopatkowym, zmniejszając niejednorodność prędkości i stabilizując przebieg przyrostu ciśnienia w kierunku wylotu, co pozostaje spójne z poprawą parametrów energetycznych.
- 8) Jednocześnie niekorzystna konfiguracja szczeliny może prowadzić do wzrostu obszarów małych prędkości i lokalnych zaburzeń rozkładu ciśnienia, co jest zgodne z pogorszeniem parametrów energetycznych w porównaniu z wirnikiem referencyjnym.

Podsumowując, analiza jakościowa pól prędkości i ciśnienia potwierdza, że właściwie dobrana geometria szczeliny może poprawić organizację przepływu w kanale międzyłopatkowym poprzez bardziej wyrównany rozkład prędkości i stabilniejszy przyrost ciśnienia w kierunku wylotu, co przekłada się na lepsze parametry energetyczne i tym samym stanowi potwierdzenie hipotezy $H2$.

Wariant niekorzystny, reprezentowany przez $W11$, wykazuje zwiększony udział obszarów małych prędkości oraz większe lokalne zmiany ciśnienia, co stanowi spójne wyjaśnienie jego pogorszonych charakterystyk względem wirnika referencyjnego.

9 PODSUMOWANIE

Łopátka szczelinowa stanowi modyfikacjé wirnika pompy odśrodkowej, której celem jest pasywna zmiana struktury przepływu w kanale międzyłopatkowym, a w konsekwencji ograniczenie strat hydraulicznych i poprawa parametrów energetycznych pompy. Przeprowadzony przegląd literatury wykazał lukę badawczą, zdefiniowaną jako brak systematycznych badań eksperymentalnych obejmujących szeroki zakres wydajności, a także jednoznacznego powiązania efektu energetycznego z geometrią szczeliny i warunkami pracy wirnika, w tym z zakresem wartości wyróżnika szybkobieżności n_q . Ogranicza to możliwość formułowania wiarygodnych zaleceń projektowych oraz ocenę potencjału aplikacyjnego tego rozwiązania.

W celu uzupełnienia tej luki, pracę rozpoczęto od badań wstępnych, wykonanych dla zaprojektowanego wirnika referencyjnego o wartości $n_q = 12,68$, w ramach których porównano różne warianty konstrukcyjne łopatek szczelinowych. Już na tym etapie wykazano, że w większości analizowanych przypadków zastosowanie szczeliny prowadzi do wzrostu wysokości podnoszenia oraz sprawności, przy jednoczesnym przesunięciu maksimum sprawności w stronę większych wydajności i spłaszczeniu przebiegu charakterystyki $\eta(Q)$. Oznacza to rozszerzenie zakresu pracy o podwyższonej sprawności. Jednocześnie charakterystyki mocy na wale pozostawały nieznacznie zmienione względem wirnika referencyjnego, co wskazywało, że obserwowana poprawa parametrów wynika przede wszystkim z redukcji strat hydraulicznych, a nie ze zwiększenia energii doprowadzanej do układu.

W ramach badań wstępnych podjęto próbę określenia granic stosowalności analizowanego rozwiązania w funkcji wyróżnika szybkobieżności w zakresie $n_q = 9,9$ do 15,63. Dla wariantu o maksymalnej wartości wyróżnika szybkobieżności nie stwierdzono korzyści wynikających z zastosowania szczelin. Charakterystyki $H(Q)$ przebiegały poniżej krzywej referencyjnej, obserwowano oznaki niestateczności dla bardzo małych wydajności, a różnice sprawności pozostawały nieistotne w świetle niepewności pomiarowej. Na podstawie uzyskanych wyników, przy uwzględnieniu ograniczeń stanowiskowych, przyjęto, że granica stosowalności szczelin w łopatkach mieści się w zakresie wartości wyróżnika szybkobieżności $n_q \approx 13-15$.

Badania zasadnicze przeprowadzono w sposób uporządkowany i metodyczny. Na podstawie analizy wymiarowej opis geometrii szczeliny zredukowano do trzech

parametrów: E_{gap} , R_{1gap} oraz L_{gap} , a następnie zaplanowano eksperyment zgodnie z metodą CCD/RSM w zdefiniowanej przestrzeni parametrów: $R_{1gap} = 38\text{--}62$ mm, $L_{gap} = 2\text{--}8$ mm, $E_{gap} = 6\text{--}10$ mm. Dla zaprojektowanych wariantów wykonano pomiary charakterystyk $H(Q)$, $\eta(Q)$ oraz $P_w(Q)$, a otrzymane wyniki poddano analizie jakościowej i ilościowej z wykorzystaniem modeli regresyjnych i analizy wariancji ANOVA. Dla wybranych wirników interpretację wyników eksperymentalnych uzupełniono zwalidowanymi obliczeniami CFD, umożliwiającymi jakościową analizę zjawisk przepływowych.

W zestawie badawczym o wartości $n_q = 12,46$ wykazano, że w zdecydowanej większości przypadków zastosowanie szczeliny prowadzi do poprawy parametrów energetycznych względem wirnika referencyjnego, szczególnie w obszarze średnich i dużych wydajności ($Q > \text{ok. } 5\text{--}6$ m³/h). Poprawę wysokości podnoszenia uzyskano dla 15 z 17 analizowanych wariantów szczelinowych, natomiast maksymalny przyrost sprawności wyniósł 2,78 punktu procentowego. Dodatkowo odnotowano wzrost maksymalnej wydajności pompy z ok. 11,39 m³/h do ok. 12,47 m³/h, co potwierdza, że odpowiednio ukształtowana szczelina nie tylko poprawia sprawność, lecz również rozszerza użyteczny zakres pracy pompy. Równocześnie przebiegi charakterystyk mocy na wale dla wszystkich wariantów pozostawały relatywnie zbliżone lub nieco większe niż dla $W0$, co po raz kolejny potwierdza, że dominującym mechanizmem poprawy jest ograniczenie strat przepływowych wewnątrz wirnika.

Analogiczne tendencje stwierdzono w drugim zestawie badawczym, odpowiadającym wartości $n_q = 9,90$. W większości analizowanych wariantów uzyskano poprawę wysokości podnoszenia, jednak pojawiły się również konfiguracje wyraźnie niekorzystne, w szczególności wariant odpowiadający geometrii $W11$. Oznacza to, że efekt zastosowania szczeliny nie ma charakteru bezwarunkowego i nie może być utożsamiany z automatyczną poprawą parametrów pracy pompy. O skuteczności rozwiązania decyduje konkretna postać geometryczna szczeliny, a jej wpływ jest silnie zależny od kombinacji parametrów konstrukcyjnych.

Wyniki obliczeń CFD dostarczyły spójnej interpretacji fizycznej otrzymanych zależności eksperymentalnych. Warianty najkorzystniejsze – między innymi $W1$ dla zestawu $Z1$ oraz $W12$ dla drugiego zestawu $Z2$ – charakteryzowały się bardziej wyrównanym rozkładem prędkości w kanałach międzyłopatkowych, bardziej równomiernym przyrostem ciśnienia oraz mniejszą lokalną niejednorodnością przepływu w strefie wylotowej wirnika. Z kolei warianty niekorzystne wykazywały zjawiska przeciwne: większe obszary małych prędkości, silniejsze lokalne zmiany ciśnienia i bardziej niejednorodną strukturę przepływu. Otrzymany obraz numeryczny pozostaje zgodny z wynikami pomiarów energetycznych

i jednoznacznie wskazuje, że o skuteczności łopatki szczelinowej decyduje jej zdolność do korzystnego przeorganizowania pola przepływu i ograniczenia lokalnych strat hydraulicznych.

Istotnym rezultatem pracy jest również wyznaczenie modeli regresyjnych opisujących ilościowo wpływ parametrów geometrii szczeliny na podstawowe charakterystyki pracy pompy, tj. wysokość podnoszenia oraz sprawność. Modele opracowane z wykorzystaniem metodyki RSM okazały się istotne statystycznie i dobrze dopasowane do danych eksperymentalnych. Dla zestawu Z1 uzyskano $R^2 = 0,942$ oraz $MAPE = 5,94\%$ dla modelu wysokości podnoszenia, natomiast dla modelu sprawności $R^2 = 0,953$ i $MAPE = 7,34\%$. W obu przypadkach istotność modelu potwierdzono na poziomie $p < 0,001$. Dla zestawu Z2 model wysokości podnoszenia osiągnął $R^2 = 0,977$ przy $MAPE = 11,22\%$, natomiast model sprawności wyjaśniał ok. 88,9% zmienności wyników ($R^2 = 0,889$) przy $MAPE = 11,92\%$. Oznacza to, że opracowane modele mogą stanowić użyteczne narzędzie wspomagające ocenę wpływu geometrii szczeliny oraz projektowanie wirników szczelinowych w obrębie badanej przestrzeni parametrów.

Dodatkowym potwierdzeniem wartości aplikacyjnej uzyskanych wyników jest fakt zgłoszenia opracowanego rozwiązania do ochrony patentowej (P.451555, zgłoszenie przyjęte 24.03.2025 r.). Świadczy to o praktycznym potencjale wdrożeniowym zaproponowanej modyfikacji konstrukcyjnej oraz o możliwości jej dalszego rozwijania w kierunku zastosowań przemysłowych.

Przeprowadzone badania pozwalają na jednoznaczne stwierdzenie, że postawiona w rozprawie teza, zgodnie z którą: *istnieje taka postać geometryczna łopatki szczelinowej, której zastosowanie w wirniku pompy krętnej o niskim wyróżniku szybkoobrotowości prowadzi do wzrostu wysokości podnoszenia i/lub sprawności*, została potwierdzona eksperymentalnie i numerycznie. Wykazano zarówno istnienie konfiguracji wyraźnie korzystnych – prowadzących do wzrostu sprawności, poprawy przebiegu charakterystyki przepływu oraz przesunięcia obszaru najlepszej sprawności – jak i konfiguracji niekorzystnych, co precyzyjnie potwierdza warunki zawarte w sformułowanej tezie.

Najważniejsze wnioski z przeprowadzonych badań można sformułować następująco:

- 1) Potwierdzono istnienie takiej postaci geometrycznej szczeliny, której zastosowanie w wirniku pompy krętnej o niskim wyróżniku szybkoobrotowości prowadzi do wzrostu wysokości podnoszenia i/lub sprawności, zgodnie z tezą rozprawy.**

- 2) Wyznaczono granicę stosowalności rozwiązania: na podstawie uzyskanych wyników, przy uwzględnieniu ograniczeń stanowiskowych, przyjęto, że granica stosowalności szczelin w łopatkach mieści się w zakresie wartości wyróżnika szybkobieżności $n_q \approx 13-15$.
- 3) Dla zestawu Z1 o $n_q = 12,46$ poprawę wysokości podnoszenia względem wirnika referencyjnego stwierdzono w 15 z 17 wariantów szczelinowych, natomiast dla zestawu Z2 ($n_q = 9,90$) – w 16 z 17, szczególnie w zakresie średnich i dużych wydajności.
- 4) **Maksymalny przyrost sprawności w Z1 wyniósł $\Delta\eta = 2,78$ p.p.**, a maksymalna wydajność wzrosła z ok. $11,39 \text{ m}^3/\text{h}$ do $12,47 \text{ m}^3/\text{h}$ dla najkorzystniejszych wariantów.
- 5) **Największy przyrost sprawności w Z2 odnotowano dla wirnika W12: $\Delta\eta = 4,91$ p.p.**, a maksymalna wydajność wzrosła z ok. $6,34 \text{ m}^3/\text{h}$ do $7,41 \text{ m}^3/\text{h}$ dla najkorzystniejszych wariantów.
- 6) Charakterystyki mocy na wale pozostały praktycznie niezmienione, co dowodzi, że **poprawa parametrów pracy wynika głównie z redukcji strat hydraulicznych**, a nie ze wzrostu energii doprowadzonej do układu.
- 7) Zastosowanie szczeliny powoduje **przesunięcie obszaru najwyższej sprawności w stronę większych wydajności oraz spłaszczenie charakterystyki $\eta(Q)$** , co można interpretować jako poszerzenie zakresu pracy o podwyższonej sprawności.
- 8) **Wpływ geometrii szczeliny ma charakter silnie selektywny** – nie każda konfiguracja jest korzystna. Szczególnie niekorzystne okazują się zbyt małe wartości promienia R_{1gap} , natomiast większe promienie mogą sprzyjać poprawie parametrów energetycznych.
- 9) Na podstawie analizy jakościowej można stwierdzić, że **parametry E_{gap} i R_{1gap} w największym stopniu wpływają na przebieg charakterystyk $H(Q)$ i $\eta(Q)$** , natomiast wpływ L_{gap} jest zwykle mniej wyraźny i ujawnia się głównie w wybranych zakresach pracy.
- 10) **Modele regresyjne uzyskane metodą CCD/RSM są istotne statystycznie i dobrze opisują dane eksperymentalne**, dzięki czemu umożliwiają ilościowy opis wpływu geometrii szczeliny na parametry pracy pompy i mogą stanowić podstawę do formułowania zaleceń projektowych.
- 11) **Obliczenia CFD potwierdziły mechanizm działania łopatki szczelinowej: warianty najkorzystniejsze wykazują bardziej jednorodne pola prędkości i stabilniejszy przyrost ciśnienia**, natomiast warianty

niekorzystne cechują się większą niejednorodnością przepływu i obecnością stref zmniejszających czynny przekrój przepływowy.

12) Uzyskane rezultaty mają istotny potencjał aplikacyjny, co potwierdza zgłoszenie rozwiązania do ochrony patentowej.

Uzyskane wyniki wskazują na potrzebę dalszych badań nad łopatką szczelinową, w szczególności w zakresie:

- wirników z łopatkami wieloszczelinowymi,
- wpływu geometrii szczeliny na zjawiska kawitacyjne,
- zastosowania obliczeń niestacjonarnych LES/DES,
- analizy sprzężenia przepływu, pulsacji ciśnienia i kawitacji,
- rozszerzenia badań parametrycznych geometrii,
- oceny możliwości praktycznego wdrożenia.

10 LITERATURA

- [1] Jędrał, W. *Efektywność energetyczna pomp i instalacji pompowych*; Krajowa Agencja Poszanowania Energii S.A.: Warszawa, Polska, 2007; wyd. 1; ISBN 978-83-921049-3-3.
- [2] Napierała, M. A Study on Improving Economy Efficiency of Pumping Stations Based on Tariff Changes. *Energies* **2022**, 15(3), 799, doi:10.3390/en15030799.
- [3] *Manual for Industrial Pump Systems Assessment and Optimization*; United Nations Industrial Development Organization (UNIDO): Wiedeń, Austria, 2016.
- [4] *Pump Life Cycle Costs: A Guide to LCC Analysis for Pumping Systems – Executive Summary*; Hydraulic Institute; Europump; U.S. Department of Energy, Office of Industrial Technologies: Waszyngton, DC, USA, 2001; DOE/GO-102001-1190.
- [5] Waide, P.; Brunner, C.U. *Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems*; International Energy Agency: Paryż, Francja, 2011.
- [6] *Study on Improving the Energy Efficiency of Pumps*; Contractor: ETSU, AEAT PLC; European Commission, luty 2001; AEAT-6559/V 5.1.
- [7] Shankar, V.K.A.; Umashankar, S.; Paramasivam, S.; Hanigovszki, N. A Comprehensive Review on Energy Efficiency Enhancement Initiatives in Centrifugal Pumping System. *Appl. Energy* **2016**, 181, 495–513, doi:10.1016/j.apenergy.2016.08.070.
- [8] *Ecodesign Impact Accounting: Overview Report*; Van Holsteijn en Kemna BV (VHK) dla European Commission, DG Energy: Delft, Niderlandy / Bruksela, Belgia, 2024.
- [9] Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE z dnia 21 października 2009 r. ustanawiająca ogólne zasady ustalania wymogów dotyczących ekoprojektu dla produktów związanych z energią; 2009.
- [10] Rozporządzenie Komisji (UE) nr 547/2012 z dnia 25 czerwca 2012 r. w sprawie wykonania Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE; 2012.
- [11] *The Pump Market Report*; Resolute Research B.V.: Arnhem, Niderlandy, 2017.
- [12] Gülich, J.F. *Centrifugal Pumps*, wyd. 1; Springer: Berlin, Heidelberg, Niemcy, 2008; ISBN 978-3-540-73694-3; eISBN 978-3-540-73695-0, doi:10.1007/978-3-540-73695-0.
- [13] Jędrał, W. *Pompy wirowe*; Wydawnictwo Naukowe PWN: Warszawa, Polska, 2001.
- [14] Vogelesang, H. An Introduction to Energy Consumption in Pumps. *World Pumps* **2008**, 2008(496), 28–31, doi:10.1016/S0262-1762(07)70434-0.
- [15] Jędrał, W. *Efektywne energetycznie układy pompowe*; Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej: Warszawa, Polska, 2018; ISBN 978-83-7814-757-2.

- [16] Dzierżanowski, P.; Kordziński, W.; Łyżwiński, M.; Otyś, J.; Szczeciński, S.; Wiatrek, R. *Napędy lotnicze. Turbinowe silniki odrzutowe*; Wydawnictwa Komunikacji i Łączności: Warszawa, Polska, 1983.
- [17] Troskolański, A.T.; Łazarkiewicz, S. *Pompy wirowe*; Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: Warszawa, Polska, 1973.
- [18] Stępniewski, M. *Pompy*; Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: Warszawa, Polska, 1985; ISBN 8320407036.
- [19] Skowroński, M. *Układy pompowe*; Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej: Wrocław, Polska, 2009; ISBN 9788374934886.
- [20] Karassik, I.J.; Messina, J.P.; Cooper, P.; Heald, C.C.; et al. *Pump Handbook*, wyd. 4; McGraw-Hill: New York, NY, USA, 2008; ISBN 978-0-07-146044-6.
- [21] Skowroński, M. Bilans mocy pompy (wykres Sankey'a). *Pumps and Pumping System*. Dostęp online: <https://ipumps.eu/bilans-mocy-pompy-wykres-sankeya/> (dostęp: 6 marca 2026 r.).
- [22] Juckelandt, K.; Bleeck, S.; Wurm, F.-H. Analysis of Losses in Centrifugal Pumps with Low Specific Speed with Smooth and Rough Walls. W: *Materiały 11th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics & Thermodynamics (ETC11)*, Madryt, Hiszpania, 23–27 marca 2015.
- [23] Kurokawa, J.; Toyokura, T. Axial Thrust, Disk Friction Torque and Leakage Loss of Radial Flow Turbomachinery. W: *Materiały Pumps and Turbines Conference*, Glasgow, Wielka Brytania, 1976–1979; t. 1, s. 1–14.
- [24] Matsumoto, K.; Kurokawa, J.; Matsui, J.; Imamura, H. Performance Improvement and Peculiar Behavior of Disk Friction and Leakage in Very Low Specific-Speed Pumps. *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. Ser. B* **1999**, 65(640), 4027–4032, doi:10.1299/kikaib.65.4027.
- [25] Gülich, J.F. Disk Friction Losses of Closed Turbomachine Impellers. *Forsch. Ingenieurwes.* **2003**, 68, 87–95, doi:10.1007/s10010-003-0111-x.
- [26] Klas, R.; Pochylý, F.; Rudolf, P. Hydraulic Losses in the Spiral Case of Low Specific Speed Pumps. *EPJ Web Conf.* **2014**, 67, 02052, doi:10.1051/epjconf/20146702052.
- [27] Hankeln, F.; Riedelbauch, S. Investigation of Hydraulic Losses in a Centrifugal Pump with Low Specific Speed. *Wasserwirtschaft* **2019**, 109(supl. 1), 37–41, doi:10.1007/s35147-019-0232-2.
- [28] Kurokawa, J.; Yamada, T.; Hiraga, H. Performance of Low Specific Speed Pumps. W: *Materiały 11th Australasian Fluid Mechanics Conference*, Hobart, Australia, 14–18 grudnia 1992; s. 861–864.
- [29] Stepanoff, A.J. *Centrifugal and Axial Flow Pumps: Theory, Design, and Applications*; Wiley: New York, NY, USA, 1957.
- [30] Wiesner, F.J. A Review of Slip Factors for Centrifugal Impellers. *J. Eng. Gas Turbine Power* **1967**, 89(4), 558–566, doi:10.1115/1.3616734.
- [31] Worster, R.C. The Flow in Volute and Its Effect on Centrifugal Pump Performance. *Proc. Inst. Mech. Eng.* **1963**, 177(1), 843–875, doi:10.1243/PIME_PROC_1963_177_061_02.

- [32] Kurokawa, J.; Matsumoto, K.; Matsui, J.; Kitahora, T. Performances of Centrifugal Pumps of Very Low Specific Speed; 1999.
- [33] Kagawa, S.; Kurokawa, J.; Matsui, J.; Choi, Y.-D. Performance of Very Low Specific Speed Centrifugal Pumps with Circular Casing. *J. Fluid Sci. Technol.* **2007**, *2*, 130–138, doi:10.1299/jfst.2.130.
- [34] Choi, Y.-D.; Kurokawa, J.; Matsui, J. Performance and Internal Flow Characteristics of a Very Low Specific Speed Centrifugal Pump. *J. Fluids Eng.* **2006**, *128*, 341–349, doi:10.1115/1.2169815.
- [35] Dahl, T. Centrifugal Pump Hydraulics for Low Specific Speed Applications. W: Materiały 6th International Pump Users Symposium; Turbomachinery Laboratories, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University: College Station, TX, USA, 1989.
- [36] Olimstad, G.; Osvoll, M.; Finstad, P.H.E. Very Low Specific Speed Centrifugal Pump—Hydraulic Design and Physical Limitations. *J. Fluids Eng.* **2018**, *140*(7), 071403, doi:10.1115/1.4039250.
- [37] Satoh, H.; Uchida, K.; Cao, Y. Designing an Ultra-Low Specific Speed Centrifugal Pump. W: Materiały 22nd International Pump Users Symposium; Turbomachinery Laboratories, Texas A&M University System: College Station, TX, USA, 2005.
- [38] Visser, F.C.; Brouwers, J.J.H.; Jonker, J.B. Fluid Flow in a Rotating Low-Specific-Speed Centrifugal Impeller Passage. *Fluid Dyn. Res.* **1999**, *24*(5), 275–292, doi:10.1016/S0169-5983(98)00033-1.
- [39] Benigni, H.; Leithner, S.; Schiffer-Rosenberger, J.; Jaberg, H.; Höller-Litzlhammer, S. Development of a Novel Centrifugal Pump with Lowest Specific Speed. W: *Pump Users International Forum 2016: Proceedings*; VDMA: Düsseldorf, Niemcy, 2016; referat 5-3, s. 179–192.
- [40] Benigni, H.; Jaberg, H.; Yeung, H.; Salisbury, T.; Berry, O.; Collins, T. Numerical Simulation of Low Specific Speed American Petroleum Institute Pumps in Part-Load Operation and Comparison with Test Rig Results. *J. Fluids Eng.* **2012**, *134*(2), 024501, doi:10.1115/1.4005769.
- [41] Wei, Y.; Shi, Y.; Shi, W.; Pan, B. Numerical Analysis and Experimental Study of Unsteady Flow Characteristics in an Ultra-Low Specific Speed Centrifugal Pump. *Sustainability* **2022**, *14*(24), 16909, doi:10.3390/su142416909.
- [42] Wei, Y.; Zhu, H.; Fan, Q.; Qiu, N.; Wu, J.; Zhang, W. Numerical Study of Low-Specific-Speed Centrifugal Pump Based on Principal Component Analysis. *Water* **2024**, *16*(13), 1785, doi:10.3390/w16131785.
- [43] Sapali, S.N.; Kaul, R. Performance Analysis of Centrifugal Pump's Impeller of Low Specific Speed for Various Designs and Validation of Result by CFD. *Int. J. Recent Trends Eng. Technol.* **2012**, *7*(3), 1–7.
- [44] Zhang, Y.X.; Zhou, X.; Ji, Z.L.; Jiang, C.W. Numerical Design and Performance Prediction of Low Specific Speed Centrifugal Pump Impeller. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Paol/J. Eng. Thermophys.* **2010**, *31*, 17–20, doi:10.5293/ijfms.2011.4.1.133.

- [45] Yuan, S.; Wang, W.; Pei, J.; Zhang, J.; Mao, J. Multi-Objective Optimization of Low-Specific-Speed Centrifugal Pump. *Nongye Gongcheng Xuebao/Trans. Chin. Soc. Agric. Eng.* **2015**, *31*, 46–52, doi:10.3969/j.issn.1002-6819.2015.05.007.
- [46] An, Z.; Zhou, L.; Peng, W.; Chen, L.; Wang, D. Multi-Objective Optimization of a Low Specific Speed Centrifugal Pump Using an Evolutionary Algorithm. *Eng. Optim.* **2016**, *48*, 1251–1274, doi:10.1080/0305215X.2015.1104987.
- [47] Wang, Y.; Zhou, L.; Zheng, S. Multi-Objective Optimization Design of Low Specific Speed Centrifugal Pumps Based on Genetic Algorithm. *IEEE Access* **2023**, *11*, 97896–97908, doi:10.1109/ACCESS.2023.3311893.
- [48] Stryczek, J.; Warzyńska, U.; Banaś, M., red. *Advances in Hydraulic and Pneumatic Drives and Control, Centrifugal Pumps, Valves, and Seals 2025; Lecture Notes in Mechanical Engineering; Springer: Cham, Szwajcaria, 2025*, doi:10.1007/978-3-032-07392-1.
- [49] Bieganski, M.; Skrzypacz, J.; Chomiuk, B. The Influence of the Geometry of Grooves on the Operating Parameters of the Impeller in a Centrifugal Pump with Microgrooves. *Energies* **2024**, *17*(12), 2807, doi:10.3390/en17122807.
- [50] Ke, Q.; Liu, Y.; Tang, L.; Wang, A.; Fu, Q.; Li, H.; Su, H.; Han, C. The Wake Enhancement Effect of Bionic Grooved Blade on Low-Specific-Speed Centrifugal Pump. *Phys. Fluids* **2025**, *37*(1), 015132, doi:10.1063/5.0244500.
- [51] Li, B.; Li, X.; Jia, X.; Chen, F.; Fang, H. The Role of Blade Sinusoidal Tubercle Trailing Edge in a Centrifugal Pump with Low Specific Speed. *Processes* **2019**, *7*(9), 625, doi:10.3390/pr7090625.
- [52] Gangipamula, R.; Ranjan, P.; Patil, R.S. Study on Fluid Dynamic Characteristics of a Low Specific Speed Centrifugal Pump with Emphasis on Trimming Operations. *Int. J. Heat Fluid Flow* **2022**, *95*, 108952, doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2022.108952.
- [53] Qiu, X.; Dang, T. 3D Inverse Method for Turbomachine Blading With Splitter Blades. W: *Materiały ASME Turbo Expo 2000: Power for Land, Sea, and Air; ASME: New York, NY, USA, 2000; referat GT2000-526*, doi:10.1115/2000-GT-0526.
- [54] Pham, K.-Q.; Le, X.-T.; Dinh, C.-T. Effects of Stator Splitter Blades on Aerodynamic Performance of a Single-Stage Transonic Axial Compressor. *J. Mech. Eng. Sci.* **2020**, *14*(4), 7369–7378, doi:10.15282/jmes.14.4.2020.05.0579.
- [55] Heo, M.W.; Kim, J.H.; Kim, K.Y. Design Optimization of a Centrifugal Fan with Splitter Blades. *Int. J. Turbo Jet Engines* **2015**, *32*(2), 143–154, doi:10.1515/tjj-2014-0026.
- [56] Jang, C.M.; Choi, K.R.; Yang, S.H. Performance Analysis of a Centrifugal Fan with Splitters. *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B* **2011**, *35*(10), 1067–1073, doi:10.3795/KSME-B.2011.35.10.1067.
- [57] Madhwesh, N.; Karanth, K.V.; Sharma, N.Y. Impeller Treatment for a Centrifugal Fan Using Splitter Vanes—A CFD Approach. W: *Materiały International MultiConference of Engineers and Computer Scientists (IMECS 2011), Hongkong, Chiny, 16–18 marca 2011*.

- [58] Gui, L.; Gu, C.; Chang, H. Influences of Splitter Blades on the Centrifugal Fan Performances. W: Materiały ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, Toronto, ON, Kanada, 4–8 czerwca 1989.
- [59] Wang, Z.; Yang, H.; Xia, X.; Li, X.; Zuo, Q.; Xie, B.; Chen, W. Optimization of a Radial Inflow Turbine Rotor with Splitter Blades Based on Entropy Production Theory and Artificial Neural Network. *Appl. Therm. Eng.* **2024**, *252*, 123759, doi:10.1016/j.applthermaleng.2024.123759.
- [60] Zhao, T.; Jiang, Z.; Mo, G.; Wang, G.J.; Gao, J. Control of Separation Flows of Turbine-Blade-Tip Turbines by Splitter Blades. *Proc. Inst. Mech. Eng. A* **2024**, *238*, 985–998, doi:10.1177/09576509241252877.
- [61] Chen, J.; Qu, H.; Li, P.; Li, Y.; Xie, Y.; Zhang, D. Numerical Study on Flow Separation Control for High-Lift Low-Pressure Turbine Split Blade. 2013, doi:10.1115/FEDSM2013-16537.
- [62] Moshfeghi, M.; Hur, N. Power Generation Enhancement in a Horizontal Axis Wind Turbine Blade Using Split Blades. *J. Wind Eng. Ind. Aerodyn.* **2020**, *206*, 104352, doi:10.1016/j.jweia.2020.104352.
- [63] Jia, Y.; Wei, X.; Wang, Q.; Cui, J.; Li, F. Experimental Study of the Effect of Splitter Blades on the Performance Characteristics of Francis Turbines. *Energies* **2019**, *12*(9), 1676, doi:10.3390/en12091676.
- [64] Kergourlay, G.; Younsi, M.; Bakir, F.; Rey, R. Influence of Splitter Blades on the Flow Field of a Centrifugal Pump: Test-Analysis Comparison. *Int. J. Rotating Mach.* **2007**, *2007*, 85024, doi:10.1155/2007/85024.
- [65] Chabannes, L.; Štefan, D.; Rudolf, P. Effect of Splitter Blades on Performances of a Very Low Specific Speed Pump. *Energies* **2021**, *14*(13), 3785, doi:10.3390/en14133785.
- [66] Ke, Q.; Tang, L.; Luo, W.; Cao, J. Parameter Optimization of Centrifugal Pump Splitter Blades with Artificial Fish Swarm Algorithm. *Water* **2023**, *15*(10), 1806, doi:10.3390/w15101806.
- [67] Cavazzini, G.; Pavesi, G.; Santolin, A.; Ardizzon, G.; Lorenzi, R. Using Splitter Blades to Improve Suction Performance of Centrifugal Impeller Pumps. *Proc. Inst. Mech. Eng. A* **2015**, *229*, 309–323, doi:10.1177/0957650914563364.
- [68] Zhang, Y.L.; Yuan, S.Q.; Zhang, J.F.; Feng, Y.N.; Lu, J.X. Numerical Investigation of the Effects of Splitter Blades on the Cavitation Performance of a Centrifugal Pump. W: Materiały IOP Conference Series: Earth and Environmental Science; IOP Publishing, 2014; *22*, 052003, doi:10.1088/1755-1315/22/5/052003.
- [69] Tian, Y.; Wang, J.; Wang, L. Optimal Design Schemes of Centrifugal Pump Compound Impeller at Super-Low Specific Speed. *Chem. Eng. Trans.* **2015**, *46*, 811–816, doi:10.3303/CET1546136.
- [70] Gölcü, M.; Pancar, Y.; Sekmen, Y. Energy Saving in a Deep Well Pump with Splitter Blade. *Energy Convers. Manag.* **2006**, *47*, 638–651, doi:10.1016/j.enconman.2005.05.001.

- [71] Yu, S.-S.; Ke, F.-Y.; Feng, J.-H.; Xu, L. Numerical Research on Effects of Splitter Blades to the Influence of Pump as Turbine. *Int. J. Rotating Mach.* **2012**, 2012, 123093, doi:10.1155/2012/123093.
- [72] Bezdíček, J.; Chabannes, L.; Štefan, D. Effect of Splitter Blades on Turbine Mode of Low Specific Speed Pump. *EPJ Web Conf.* **2024**, 299, 01003, doi:10.1051/epjconf/202429901003.
- [73] Xiao, W.; Chen, L.; Ren, S.; Yan, B.; Liu, Z.; Xiao, Y. Analysis of Pressure Fluctuation of a Pump-Turbine with Splitter Blades on Small Opening in Turbine Mode. *Energies* **2024**, 17(12), 2957, doi:10.3390/en17122957.
- [74] Troskolański, A.T. *Vocabulary of Mechanics: In Five Languages*; WNT: Warszawa, Polska, 1967.
- [75] Wang, H.; Long, B.; Wang, C.; Han, C.; Li, L. Effects of the Impeller Blade with a Slot Structure on the Centrifugal Pump Performance. *Energies* **2020**, 13(7), 1628, doi:10.3390/en13071628.
- [76] Ke, Q.; Tang, L. Performance Optimization of Slotted Blades for Low-Specific Speed Centrifugal Pumps. *Adv. Civ. Eng.* **2023**, 2023, 9612947, doi:10.1155/2023/9612947.
- [77] Yang, Y.; Zhou, L.; Zhou, H.; Lv, W.; Wang, J.; Shi, W.; He, Z. Optimal Design of Slit Impeller for Low Specific Speed Centrifugal Pump Based on Orthogonal Test. *J. Mar. Sci. Eng.* **2021**, 9(2), 121, doi:10.3390/jmse9020121.
- [78] Zhao, W.; Zhou, Z. Influence of Geometric Parameters of Tiny Blades on the Shroud of a Centrifugal Pump on the Cavitation Suppression Effect. *Front. Energy Res.* **2022**, 10, 865885, doi:10.3389/fenrg.2022.865885.
- [79] Chen, H.; Li, W.; Jin, W.; Wang, P. Impellers of Low Specific Speed Centrifugal Pump Based on the Draughting Technology. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* **2010**, 12, 012018, doi:10.1088/1755-1315/12/1/012018.
- [80] Chen, H.; He, J.; Liu, C. Design and Experiment of the Centrifugal Pump Impellers with Twisted Inlet Vice Blades. *J. Hydrodyn.* **2017**, 29, 1085–1088.
- [81] Zhu, B.; Chen, H.X. Cavitating Suppression of Low Specific Speed Centrifugal Pump with Gap Drainage Blades. *J. Hydrodyn.* **2012**, 24, 729–736, doi:10.1016/S1001-6058(11)60297-7.
- [82] Zhang, L.; Li, H.; Xu, H.; Shi, W.; Yang, Y.; Wang, W.; Zhou, L. Experimental and Numerical Investigation of Pressure Fluctuation in a Low-Specific-Speed Centrifugal Pump with a Gap Drainage Impeller. *Shock Vib.* **2021**, 2021, 5571178, doi:10.1155/2021/5571178.
- [83] Zhang, Z.C.; Chen, H.X.; Ma, Z.; He, J.W.; Liu, H.; Liu, C. Research on Improving the Dynamic Performance of Centrifugal Pumps with Twisted Gap Drainage Blades. *J. Fluids Eng.* **2019**, 141, doi:10.1115/1.4042885.
- [84] Zhu, B.; Chen, H. Analysis of the Staggered and Fixed Cavitation Phenomenon Observed in Centrifugal Pumps Employing a Gap Drainage Impeller. *J. Fluids Eng.* **2017**, 139, doi:10.1115/1.4034952.

- [85] Wei, Y.; Yang, Y.; Zhou, L.; Jiang, L.; Shi, W.; Huang, G. Influence of Impeller Gap Drainage Width on the Performance of Low Specific Speed Centrifugal Pump. *J. Mar. Sci. Eng.* **2021**, 9(2), 106, doi:10.3390/jmse9020106.
- [86] *PN-EN ISO 9906:2012 Pompy wirowe – Badania odbiorcze parametrów hydraulicznych – Klasy dokładności 1, 2 i 3*; Polski Komitet Normalizacyjny: Warszawa, Polska, 2012.
- [87] Korczak, A.; Rokita, J. *Pompy i układy pompowe—obliczenia i projektowanie*; Wydawnictwo Politechniki Śląskiej: Gliwice, Polska, 1998.
- [88] Sonin, A.A. *The Physical Basis of Dimensional Analysis*, wyd. 2; Department of Mechanical Engineering, MIT: Cambridge, MA, USA, 2001.
- [89] Kurth, R. *Dimensional Analysis and Group Theory in Astrophysics*; Pergamon Press: Oxford, Wielka Brytania, 1972.
- [90] Worstell, J. *Dimensional Analysis*; Butterworth-Heinemann: Amsterdam, Niderlandy, 2014.
- [91] Siedow, L.I. *Analiza wymiarowa i teoria podobieństwa w mechanice*; Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: Warszawa, Polska, 1968.
- [92] Kasprzak, W.; Lysik, B. *Analiza wymiarowa. Algorytmiczne procedury obsługi eksperymentu*; Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: Warszawa, Polska, 1988.
- [93] Kasprzak, W.; Lysik, B. *Analiza wymiarowa w projektowaniu eksperymentu*; Zakład Narodowy im. Ossolińskich: Wrocław, Polska, 1978.
- [94] Müller, W. *Zastosowanie analizy wymiarowej w badaniach modeli*; Państwowe Wydawnictwo Naukowe: Warszawa, Polska, 1983; ISBN 8301048190.
- [95] Łazarkiewicz, S.; Troskoleński, A.T. *Nowoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych*; Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: Warszawa, Polska, 1966.
- [96] Myers, R.H.; Montgomery, D.C.; Anderson-Cook, C.M. *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*, wyd. 4; John Wiley & Sons: Hoboken, NJ, USA, 2016; ISBN 978-1-118-91601-8.
- [97] Montgomery, D.C. *Design and Analysis of Experiments*, wyd. 8; John Wiley & Sons, Inc.: Hoboken, NJ, USA, 2013; ISBN 9781118146927.
- [98] Mańczak, K. *Technika planowania eksperymentu*; WNT: Warszawa, Polska, 1976.
- [99] Korzyński, M. *Metodyka eksperymentu. Planowanie, realizacja i statystyczne opracowanie wyników eksperymentów technologicznych*, wyd. 2; Wydawnictwo Naukowe PWN: Warszawa, Polska, 2017; ISBN 978-83-01-19318-8.
- [100] Khuri, A.I.; Mukhopadhyay, S. Response Surface Methodology. *Wiley Interdiscip. Rev. Comput. Stat.* **2010**, 2, 128–149.
- [101] Czajka, I.; Gołaś, A. *Inżynierskie metody analizy numerycznej i planowanie eksperymentu*; Wydawnictwa AGH: Kraków, Polska, 2017.
- [102] Hetzner, H.; Schmid, C.; Tremmel, S.; Durst, K.; Wartzack, S. Empirical-Statistical Study on the Relationship between Deposition Parameters, Process Variables, Deposition Rate and Mechanical Properties of a-C:H:W Coatings. *Coatings* **2014**, 4, 772–795, doi:10.3390/coatings4040772.

- [103] *PN-EN ISO 21920-3:2022* Specyfikacje geometrii wyrobów (GPS) – Struktura geometryczna powierzchni: Profil – Część 3: Operatory specyfikacji; Polski Komitet Normalizacyjny: Warszawa, Polska, 2022.
- [104] Ostasiewicz, S.; Rusnak, Z.; Siedlecka, U. *Statystyka. Elementy teorii i zadania*, wyd. 6; Wydawnictwo Akademii Ekonomicznej im. Oskara Langego we Wrocławiu: Wrocław, Polska, 2006.
- [105] Greń, J. *Statystyka matematyczna. Modele i zadania*, wyd. 4; Państwowe Wydawnictwo Naukowe: Warszawa, Polska, 1974.
- [106] Box, G.E.P.; Draper, N.R. A Basis for the Selection of a Response Surface Design. *J. Am. Stat. Assoc.* **1959**, *54*, 622–654.
- [107] Keck, H.; Sick, M. Thirty Years of Numerical Flow Simulation in Hydraulic Turbomachines. *Acta Mech.* **2008**, *201*, 211–229, doi:10.1007/s00707-008-0060-4.
- [108] Zawisłak, M. *Metoda projektowania i modernizacji maszyn oraz układów przepływowych z zastosowaniem numerycznej mechaniki płynów*; Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej: Poznań, Polska, 2017; ISBN 978-83-7143-472-6.
- [109] Shah, S.R.; Jain, S.V.; Patel, R.N.; Lakhera, V.J. CFD for Centrifugal Pumps: A Review of the State-of-the-Art. *Procedia Eng.* **2013**, *51*, 715–720.
- [110] Papierski, A.; Błaszczuk, A. Multiobjective Optimization of the Semi-Open Impeller in a Centrifugal Pump by a Multilevel Method. *J. Theor. Appl. Mech.* **2011**, *49*, 327–341.
- [111] Anagnostopoulos, J.S. A Fast Numerical Method for Flow Analysis and Blade Design in Centrifugal Pump Impellers. *Comput. Fluids* **2009**, *38*, 284–289, doi:10.1016/j.compfluid.2008.02.010.
- [112] Kaewnai, S.; Chamaoot, M.; Wongwises, S. Predicting Performance of Radial Flow Type Impeller of Centrifugal Pump Using CFD. *J. Mech. Sci. Technol.* **2009**, *23*, 1620–1627, doi:10.1007/s12206-008-1106-1.
- [113] Skrzypacz, J.A. *Modelowanie przepływu w kierownicy z przewalem sferycznym*. Rozprawa doktorska, Wrocław, Polska, 2002.
- [114] Yang, J.; He, Z.; Ye, S. Numerical Analysis of Unsteady Flow in Centrifugal Pumps with Impellers Based on Different Hydraulic Design Principles; 2010.
- [115] *Ansys CFX-Solver Theory Guide*; ANSYS, Inc., 2025.
- [116] Nycz, A.; Szulc, P.; Skrzypacz, J. Identyfikacja zjawisk przepływowych w rurze ssącej średniobieżnej turbiny wodnej z wykorzystaniem CFD. *Rynek Energii* **2024**, nr 4, s. 64–73.
- [117] Štefanič, M. Numerical Prediction of the NPSH Characteristics in Centrifugal Pumps. *Fluids* **2025**, *10*(10), 274, doi:10.3390/fluids10100274.
- [118] Chen, P.; Liu, J.; Chen, B.; Song, Y.; Chen, S. Comparative Evaluation of Mesh Types on the Numerical Simulation Efficiency and Accuracy of a Centrifugal Pump with Experimental Validation. *J. Appl. Fluid Mech.* **2026**, *19*, 129–143, doi:10.47176/jafm.19.2.3714.
- [119] Jeżowiecka-Kabsch, K.; Szewczyk, H. *Mechanika płynów*; Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej: Wrocław, Polska, 2001; ISBN 8370855970.

- [120] Gryboś, R. *Podstawy mechaniki płynów*; Państwowe Wydawnictwo Naukowe: Warszawa, Polska, 1989; ISBN 83-01-08037-X.
- [121] Elsner, J.W. *Turbulencja przepływów*; Państwowe Wydawnictwo Naukowe: Warszawa, Polska, 1987; ISBN 8301062134.
- [122] Drobniak, S.; Bogusławski, A.; Tyliżak, A. *Turbulencja, ujęcie statystyczne i deterministyczne*; 2002.
- [123] Blazek, J. *Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications*, wyd. 3; Elsevier: Oxford, Wielka Brytania, 2015; ISBN 9780080445069.
- [124] Löhner, R. Applied CFD Techniques: An Introduction Based on Finite Element Methods. *Int. J. Numer. Methods Fluids* **2002**, 39, 97–98, doi:10.1002/fld.326.
- [125] Wesseling, P. *Principles of Computational Fluid Dynamics*; Springer: Berlin, Heidelberg, Niemcy, 2001; doi:10.1007/978-3-642-05146-3.
- [126] Wilcox, D.C. *Turbulence Modeling for CFD*; DCW Industries, Inc.: La Cañada, CA, USA, 1993.
- [127] Strelets, M. Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows. W: Materiały AIAA Aerospace Sciences Meeting, Reno, NV, USA, 8–11 stycznia 2001; AIAA Paper 2001-0879.
- [128] Menter, F.R.; Kuntz, M.; Bender, R. A Scale-Adaptive Simulation Model for Turbulent Flow Predictions. W: Materiały 41st Aerospace Sciences Meeting and Exhibit; AIAA, 2003.
- [129] Salim, S.M.; Cheah, S.C. *Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-Bounded Turbulent Flows*; Newswood Ltd.: International Association of Engineers, 2009; s. 2210.
- [130] Menter, F.R.; Kuntz, M.; Langtry, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model. W: *Turbulence, Heat and Mass Transfer 4*; Hanjalić, K., Nagano, Y., Tummers, M., red.; Begell House: New York, NY, USA, 2003; s. 625–632.
- [131] Menter, F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. *AIAA J.* **1994**, 32, 1598–1605, doi:10.2514/3.12149.
- [132] Menter, F.R. Zonal Two Equation $k-\omega$ Turbulence Models for Aerodynamic Flows. 1993, doi:10.2514/6.1993-2906.
- [133] Menter, F.R. Influence of Freestream Values on $k-\omega$ Turbulence Model Predictions. *AIAA J.* **1992**, 30, 1657–1659.
- [134] Hellsten, A.; Laine, S. Extension of the $k-\omega$ -SST Turbulence Model for Flows over Rough Surfaces. W: Materiały 22nd Atmospheric Flight Mechanics Conference; AIAA, 1997; s. 252–260.
- [135] Nycz, A.; Skrzypacz, J.; Szulc, P. Influence of Gap Blade Geometry on the Energy Performance of Low-Specific-Speed Centrifugal Pumps. *Energies* **2025**, 18(11), 2867, doi:10.3390/en18112867.