

INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN
POLITECHNIKI WROCŁAWSKIEJ

Raport Serii PRE - 002/02

Rozprawa doktorska

MODELOWANIE PRZEPŁYWU
W KANAŁACH KIEROWNIC
Z PRZEWALEM SFERYCZNYM

mgr inż. Janusz Skrzypacz

Promotor:

Prof. dr inż. Janusz Plutecki

Słowa kluczowe:

pompa wirowa, kierownica,
przewał, przewał sferyczny,
modelowanie numeryczne.

Wrocław 2002

Składam serdeczne podziękowania mojemu promotorowi Panu prof. dr inż. Januszowi Pluteckiemu za umożliwienie realizacji tej pracy, udzielanie cennych rad oraz stworzenie przyjacielskiej atmosfery.

Dziękuję również Pracownikom Wydziałowego Zakładu Maszyn Przepływowych Politechniki Wrocławskiej za bezinteresowną i rzeczową pomoc przy realizacji mojej pracy.

Szczególne podziękowania chciałbym złożyć mojej Rodzinie, głównie Żonie za wsparcie w trudnych chwilach, wyrozumiałość oraz cierpliwość.

Janusz Skrzypacz

SPIS TREŚCI

Zestawienie ważniejszych symboli	3
1. Wprowadzenie	5
2. Kierownice łopatkowe - ocena stanu wiedzy	6
2.1 Wprowadzenie.....	6
2.2 Charakterystyka elementu odprowadzenia	6
2.3 Podstawowe elementy kierownicy łopatkowej.....	8
2.4 Analiza metod obliczeniowych	9
2.4.1 Kierownica odśrodkowa	9
2.4.1.1 Zalecenia doboru pozostałych parametrów kierownicy odśrodkowej.....	15
2.4.1.2 Wpływ parametrów kierownicy odśrodkowej na sprawność hydrauliczną.....	18
2.4.2 Przewał	19
2.4.3 Kierownica dośrodkowa	20
2.4.4 Kierownice z przewalem sferycznym.....	22
3. Cel i zakres pracy	25
4. Przygotowanie modelu numerycznego.....	27
4.1 Oprogramowanie CFD	27
4.2 Obiekt badań	29
4.3 Model numeryczny	32
5. Realizacja badań doświadczalnych	34
5.1 Stanowisko pomiarowe.....	34
5.2 Metody pomiarowe	38
5.2.1 Pomiary energetyczne	38
5.2.2 Pomiar prędkości miejscowych	39
5.2.3 Badania wizualizacyjne	41
5.3 Wzory obliczeniowe	41
5.4 Wyniki pomiarów	43
5.5 Dyskusja błędów.....	49
5.5.1 Pomiary energetyczne	49
5.5.2 Pomiary prędkości miejscowych.....	52

6. Obliczenia numeryczne	55
6.1 Równania opisujące ruch cieczy lepkiej	55
6.2 Ustalenie warunków początkowych	57
6.2.1 Własności cieczy.....	57
6.2.2 Wlot modelu	57
6.2.3 Wylot modelu	58
6.2.4 Parametry turbulencji	58
6.3 Wybór parametrów obliczeń	59
6.4 Wybór modelu turbulencji oraz weryfikacja modelu matematycznego	59
6.5 Wyniki obliczeń.....	69
7. Wpływ parametrów konstrukcyjnych na pracę kierownicy	71
7.1 Kryteria oceny rozwiązań. Funkcja celu.....	72
7.2 Numeryczne badania.....	73
7.2.1 Wpływ średnicy wlotowej kierownicy.....	73
7.2.2 Wpływ liczby łopatek	74
7.2.3 Wpływ wysokości łopatek	75
7.2.4 Wpływ wymiarów przekroju wlotowego przewodu.....	77
7.2.5 Wpływ promienia łopatki	79
7.2.6 Wpływ kąta przegięcia łopatki.....	80
7.3 Numeryczna racjonalizacja kształtu kierownicy	81
7.4 Wnioski z obliczeń.....	89
8. Podsumowanie	91
Literatura	93
Załączniki	
Załącznik I – Dane pomiarowe	98
Załącznik II – Obliczenia numeryczne	103
Załącznik III – Wyniki obliczeń dla kierownicy bazowej A4	108
Załącznik IV – Wyniki obliczeń dla kierownicy po racjonalizacji kształtu.....	111

ZESTAWIENIE WAŻNIEJSZYCH SYMBOLI

a_3	- szerokość wlotu kierownicy z przewalem sferycznym	[m]
a_4	- szerokość wlotu kierownicy odśrodkowej	[m]
a_5	- szerokość na wylocie kierownicy odśrodkowej	[m]
b_2	- szerokość kanału wirnika na wylocie	[m]
b_3	- szerokość kanału na wlocie kierownicy z przewalem sferycznym	[m]
b_4	- szerokość kanału na wlocie kierownicy odśrodkowej	[m]
c_3	- prędkość bezwzględna na wylocie z wirnika	[m/s]
c_{ao}	- składowa osiowa prędkości na wylocie modelu	[m/s]
c_i	- prędkość całkowita na wlocie modelu	[m/s]
c_{ir}	- składowa promieniowa prędkości na wlocie modelu	[m/s]
c_{it}	- składowa styczna prędkości na wlocie modelu	[m/s]
c_{m3}, c_{u3}	- składowe bezwzględnej prędkości na wylocie z wirnika	[m/s]
c_o	- prędkość całkowita na wylocie modelu	[m/s]
c_{sp}	- prędkość w spirali kierownicy	[m/s]
c_x, c_y	- składowe prędkości w kartezjańskim układzie współrzędnych	[m/s]
d_2	- średnica zewnętrzna wirnika	[m]
d_3	- średnica wlotowa kierownicy	[m]
d_4	- średnica zewnętrzna kierownicy odśrodkowej	[m]
f	- składowe błędów względnych	[%]
F	- błąd względny	[%]
H	- wysokość podnoszenia	[m]
H_k	- wysokość ciśnienia za przewalem kierownicy	[m]
H_s	- wysokość ciśnienia w króćcu ssawnym pompy	[m]
H_t	- wysokość ciśnienia w króćcu tłocznym pompy	[m]
H_w	- wysokość ciśnienia za wylotem z wirnika	[m]
h_{wi}	- wysokość łopatki dośrodkowej	[m]
I_x, I_y	- intensywności turbulencji odpowiadające prędkościami c_x, c_y	[%]
k	- współczynnik korekcyjny we wzorze Dawydowa	----
k	- turbulentna energia kinetyczna	[m ² /s ²]
k_c	- współczynnik wyrównania prędkości	----
n	- prędkość obrotowa	[min ⁻¹]
n_{sN}	- dynamiczny wyróżnik szybkobieżności	[min ⁻¹]
n_{sQ}	- kinematyczny wyróżnik szybkobieżności	[min ⁻¹]
p	- poprawka Pfleiderera	----
p_{ci}	- ciśnienie całkowite na wlocie modelu	[Pa]
p_{co}	- ciśnienie całkowite na wylocie z modelu	[Pa]
p_k	- ciśnienia za przewalem sferycznym kierownicy	[Pa]
p_s	- ciśnienie w króćcu ssawnym pompy	[Pa]
p_{si}	- ciśnienie statyczne na wlocie modelu	[Pa]
p_{so}	- ciśnienie statyczne na wylocie modelu	[Pa]
p_t	- ciśnienie w króćcu tłocznym pompy	[Pa]
p_w	- ciśnienie za wylotem z wirnika	[Pa]
P_u	- moc użyteczna	[kW]
P_w	- moc na wale pompy	[kW]
Q	- wydajność	[m ³ /s]

s_2	- grubość łopatki wirnika na wylocie	[m]
s_3	- grubość łopatki kierownicy na wlocie	[m]
t_2	- podziałka na wylocie wirnika	[m]
t_3	- podziałka na wlocie do kierownicy	[m]
u_2	- prędkość unoszenia na wylocie z wirnika	[m/s]
W_k	- wyróżnik geometryczny elementu odprowadzenia	[m ⁻¹]
y^+	- bezwymiarowa współrzędna warstwy przyściennej	----
Z	- liczba łopatek wirnika	----
Z_k	- liczba łopatek kierownicy	----
z_k	- wysokości zamocowania manometrów względem poziomem odbioru ciśnienia	[m]
z_w	- wysokości zamocowania manometrów względem poziomem odbioru ciśnienia	[m]
α_3	- rzeczywisty kąt strugi na wylocie z wirnika	[°]
α_4	- kąt strugi na wlocie do części odśrodkowej	[°]
α_5	- kąt strugi na wylocie z części odśrodkowej	[°]
α_6	- kąt strugi na wlocie do przewалу	[°]
α_7	- kąt strugi na wylocie z przewалу	[°]
α_8	- kąt strugi na wlocie z części dośrodkowej	[°]
α_9	- kąt strugi na wylocie z części dośrodkowej	[°]
β_2	- kąt wylotowy łopatek wirnika	[°]
ε	- turbulentna energia dyssypacji	[m ² /s ²]
ε_k	- kąt przegięcia łopatki dośrodkowej	[°]
ξ_{fr}	- współczynnik tarcia tarcz wirujących	----
η	- sprawność	----
η_f	- sprawność falownika	----
η_h	- sprawność hydrauliczna	----
η_s	- sprawność silnika elektrycznego	----
Φ	- funkcja celu	----
ϕ_2	- współczynnik przesłonięcia wylotu wirnika	----
ϕ_3	- współczynnik przesłonięcia wlotu kierownicy	----
κ_3	- przelotność teoretyczna kierownicy	----
κ_k	- przelotność rzeczywista kierownicy	----
κ_k	- moment pędu w elemencie odprowadzenia	[m ² /s]
κ_w	- moment pędu w wirniku	[m ² /s]
μ	- lepkość dynamiczna	[Pas]
ν	- lepkość kinematyczna	[m ² /s]
ν_T	- lepkość turbulentna	[kg/ms]
ω	- prędkość kątowna	[1/rad]
ρ	- gęstość cieczy	[kg/m ³]

1. WPROWADZENIE

Duża konkurencja na rynku produkcji i sprzedaży pomp wymusza na producentach ciągłe podnoszenie sprawności i niezawodności produkowanych maszyn, przy jednoczesnym obniżaniu kosztów. Taki stan rzeczy wymaga prowadzenia licznych badań, mających na celu uzyskanie przewagi technicznej nad konkurencją. Największe nakłady finansowe ponoszone są na etapie projektowania i wdrożenia nowej pompy, gdzie znaczącymi czynnikami kosztów są:

- wykonanie modeli,
- wykonanie odlewów elementów przepływowych,
- badania prototypów.

Często okazuje się, że pierwsze konstrukcje elementów przepływowych nowej jednostki nie spełniają narzuconych parametrów pracy (Q , H , η). Pociąga to za sobą konieczność wielokrotnego wykonywania modeli, odlewów oraz badań prototypów, co znacznie zawyża koszty i czas wdrożenia.

Znaczący postęp w rozwoju technik komputerowych zarówno od strony tzw. hardware'u jak i software'u, zaowocował znacznym upowszechnieniem się komputerowych technik obliczeniowych, wykorzystujących metody elementów skończonych. W dziedzinie mechaniki ciała sztywnego, programy wykorzystujące metody numeryczne na dobre zadomowiły się w biurach konstrukcyjnych, jako narzędzie wspomagające prace projektowo-badawcze. W przypadku mechaniki płynów, zaawansowane programy obliczeniowe są przeważnie używane w laboratoriach wyższych uczelni lub wyspecjalizowanych ośrodków badawczych.

Upowszechnienie numerycznych metod mechaniki płynów w zastosowaniach przemysłowych, może przynieść wymierne korzyści finansowe (redukcja niezbędnej liczby badań doświadczalnych), pod warunkiem wypracowania procedur modelowania danej grupy zjawisk przepływowych (definiowanie geometrii modelu, definiowanie warunków brzegowych i początkowych, wybór modelu turbulencji, itp.).

2. KIEROWNICE ŁOPATKOWE – OCENA STANU WIEDZY

2.1. WPROWADZENIE

Kierownice łopatkowe stosuje się w pompach wielostopniowych oraz w pompach jednostopniowych, których wysokość podnoszenia przekracza 80 m. W ostatnim przypadku, celem zmniejszenia sił promieniowych, kierownicę umieszcza się między wirnikiem a spiralą lub kanałem zbiorczym. W pompach wielostopniowych kierownica spełnia następujące funkcje:

- zapewnienie założonej wydajności nominalnej, wysokości podnoszenia oraz sprawności hydraulicznej,
- zamiana energii kinetycznej cieczy wypływającej z wirnika z prędkością c_3 (ciśnienie dynamiczne) na energię potencjalną (ciśnienie statyczne),
- zmiana kierunku i wartości prędkości wylotowej cieczy z wirnika c_3 na kierunek i wartość prędkości wlotowej c_0 wirnika następnego stopnia pompy, przy zapewnieniu możliwie wyrównanego pola prędkości i minimalnych stratach,
- wyrównanie naporów promieniowych działających na wirnik.

2.2. CHARAKTERYSTYKA ELEMENTU ODPROWADZENIA

Charakterystykę elementu odprowadzenia można wyznaczyć wiedząc, że w punkcie pracy pompy moment pędu uzyskany z wirnika musi być równy momentowi pędu w elemencie odprowadzenia.

Moment pędu w elemencie odprowadzenia opisuje zależność:

$$K_k = r c_u = \frac{r_k Q}{z_k A_k} = W_k Q \quad (2.2.1)$$

gdzie:

$W_k = r_k / (z_k \cdot A_k)$ - wyróżnik geometryczny elementu odprowadzenia.

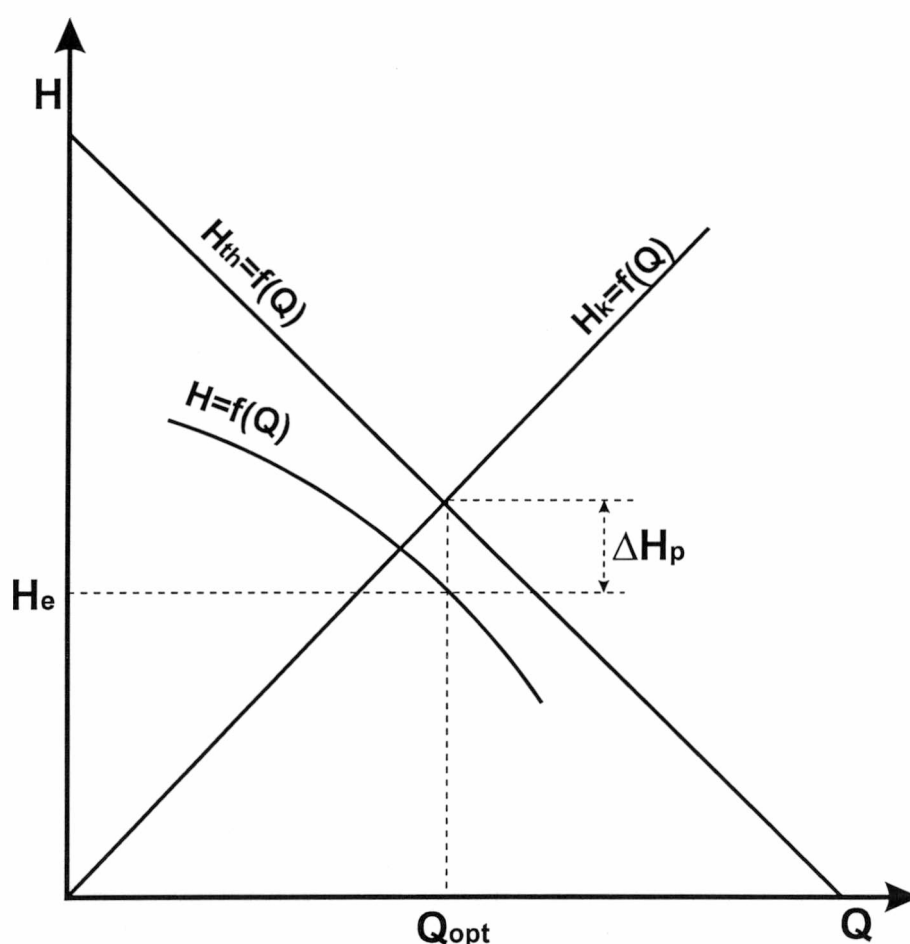
Moment pędu uzyskiwany z wirnika opisuje zależność:

$$K_w = \frac{g H_{th}}{\omega} \quad (2.2.2)$$

Charakterystykę elementu odprowadzenia można zatem wyrazić następującą zależnością:

$$H_{k(th)} = \frac{\omega}{g} W_k Q \quad (2.2.3)$$

Interpretację graficzną powyższej zależności pokazano na rys.2.1. Przecięcie charakterystyki elementu odprowadzenia i wirnika wyznacza minimum strat hydraulicznych, czyli maksimum sprawności hydraulicznej. Położenie optymalnego punktu pracy pompy na charakterystyce przepływu zależy więc od przepustowości elementu odprowadzenia.

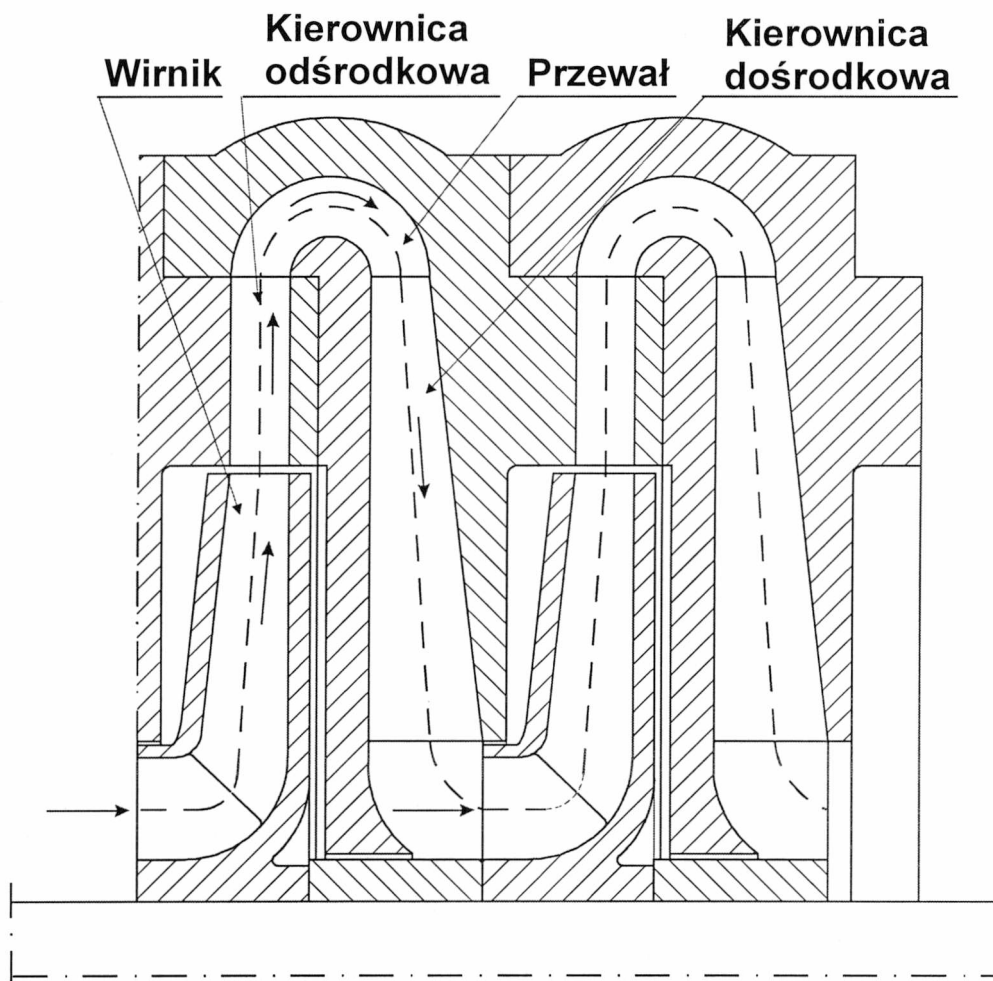


Rys. 2.1 Charakterystyka współpracy wirnika z elementem odprowadzenia

2.3. PODSTAWOWE ELEMENTY KIEROWNICY ŁOPATKOWEJ

Podstawowe elementy kierownicy łopatkowej to (rys.2.3):

- kierownica odśrodkowa,
- przewał,
- kierownica dośrodkowa.



Rys. 2.3 Elementy kierownicy odśrodkowo-dośrodkowej

W kierownicy odśrodkowej zachodzi przemiana energii kinetycznej płynącej cieczy w energię potencjalną. Doskonałość tego elementu w dużej mierze decyduje o sprawności hydraulicznej całej pompy. Przepustowość kierownicy odśrodkowej decyduje o położeniu optymalnego punktu pracy na charakterystyce przepływu. W części odśrodkowej rozróżnia się część spiralną i dyfuzor (rys.2.4).

Przewał jest elementem, którego głównym zadaniem jest zmiana kierunku przepływu cieczy z odśrodkowego na dośrodkowy. Rozróżnia się kierownice z przewalem łopatkowym i bezłopatkowym. Ze względów technologicznych, częściej stosowano kierownice z przewalem bezłopatkowym. Poprzez zastosowanie przewалу łopatkowego można osiągnąć wzrost sprawności o ok. 2 do 3 %.

Zadaniem kierownicy dośrodkowej jest doprowadzenie cieczy do wlotu wirnika następnego stopnia pompy z prędkością c_0 , z możliwie najmniejszymi oporami przepływu i z najbardziej wyrównanym polem prędkości.

W małych pompach wielostopniowych często upraszcza się konstrukcję kierownicy, kształtując część odśrodkową jako bezłopatkową. Dzięki takiemu rozwiązaniu można zredukować koszty wykonania bez obniżenia sprawności pompy. Należy jednak zaznaczyć, że ze względu na duży udział energii kinetycznej w całkowitej energii cieczy na wylocie z wirnika, takie podejście wymaga stosowania wyższych wartości wyróżnika szybkoobrotowości stopnia pompy ($ns_0 > 26$) [32-34].

2.4. ANALIZA METOD OBLICZENIOWYCH

2.4.1. KIEROWNICA ODŚRODKOWA

a.) Wg. Pfleiderera [19]

Metoda Pfleiderera sprowadza się do określenia kąta α_4 spirali logarytmicznej, którą zakreśla początkowa część łopatki kierowniczej. Kąt ten oblicza się z wzoru:

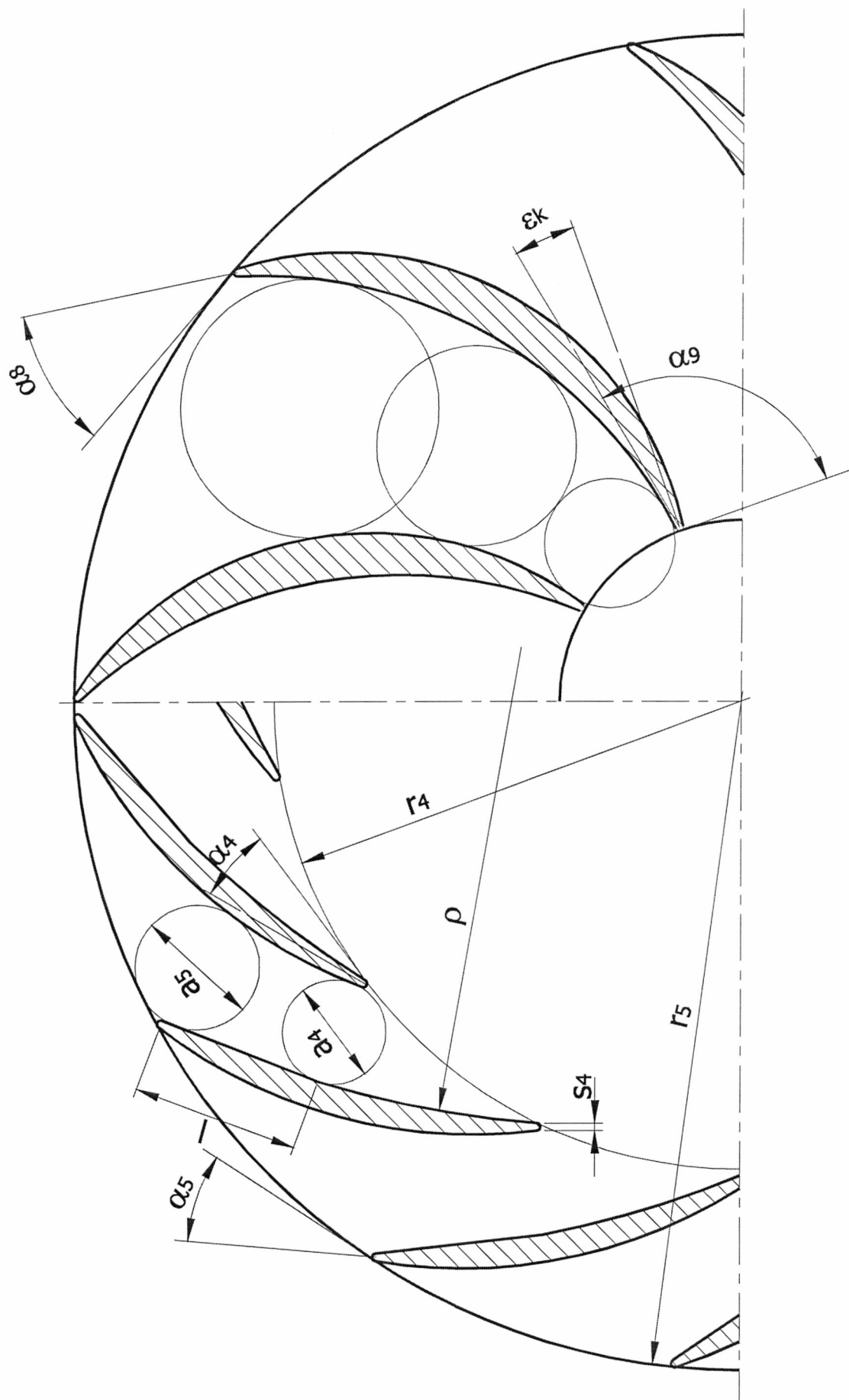
$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \mu \varphi_4 \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (2.4.1)$$

gdzie:

$$\operatorname{tg} \alpha_3 = c_{m3} / c_{u3},$$

$$\varphi_4 - \text{współczynnik przesłonięcia wlotu } \varphi_4 = t_4 / (t_4 - s_{u4}),$$

μ - współczynnik zależny od liczby łopatek kierownicy i od kąta wylotowego wirnika β_2 .



Rys. 2.4 Wymiary charakterystyczne kierownicy odśrodkowo - dośrodkowej

Prześwit kanału kierownicy oblicza się z wzoru:

$$a_4 = \frac{d_4}{2 \cos \alpha_4} \left(e^{\frac{\pi}{Z_k} \sin 2\alpha_4} - 1 \right) - s_4 \quad (2.4.2)$$

Pozostałe założenia wynikające z teorii Pfleiderera to:

- liczba łopatek $Z_k = 4 \div 16$ z tym, że małą wartość Z_k przyjmuje się przy małym kącie α_3 ,
- szerokość kierownicy $b_4 = b_2 + (1 \div 2)$ mm,
- stosunek wylotowej średnicy kierownicy do średnicy wirnika $d_4/d_2 = (1,3 \div 1,5)$,
- kąt rozchylenia kanału międzyłopatkowego przy płaskich ściankach bocznych kierownicy $\delta \leq 11^\circ$.

b.) Wg. Lomakina [13]

Metoda Lomakina jest zbliżona do metody Pfleiderera. Jediną różnicą jest zastąpienie współczynnika μ przez stosunek szerokości kanału wirnika na wlocie b_2 do szerokości łopatki na wlocie kierownicy b_4 .

$$\operatorname{tg} \alpha_4 = \frac{b_2}{b_4} k_3 \operatorname{tg} \alpha_3 \quad (2.4.3)$$

gdzie:

$$k_3 = \frac{a_4 - s_4}{a_4} \quad (2.4.4)$$

Prześwit kanału kierownicy:

$$a_4 = \frac{d_4}{2 \cos \alpha_4} \left(e^{\frac{\pi}{Z_k} \sin 2\alpha_4} - 1 \right) - s_4 \quad (2.4.5)$$

Pozostałe wymiary kierownicy:

- szerokość łopatki kierownicy na wlocie: $b_4 = b_2 + 0,05d_2$,
- liczbę łopatek należy przyjmować tak, aby uzyskać kwadratowy przekrój wlotowy kierownicy ($a_4 \approx b_4$),
- grubość łopatki powinna być tak dobrana aby współczynnik przesłonięcia $k_3 = (1,15 \div 1,1)$,

- kąt rozwarcia kanału międzyłopatkowego $\delta=(10\div 12)^\circ$,
- długość dyfuzora należy tak przyjmować, by osiągnąć dwukrotne powiększenie przekroju wlotowego kanału.

c.) Wg. Gibsona

W metodzie Gibsona [26, 40] wzór obliczeniowy ma postać:

$$\lambda = 1,1 + 0,2 \sigma^2 + 0,0265 \delta \alpha_3 \quad (2.4.6)$$

gdzie:

λ - stosunek poszukiwanego przekroju wlotowego kierownicy A_4 do przekroju strumienia wylotowego z kanału wirnika A_2 ,

σ - stosunek liczby łopatek wirnika Z do liczby łopatek kierownicy Z_k .

$$\sigma = Z/Z_k.$$

Prześwit kanału kierownicy określa zależność:

$$a_4 = \frac{A_4}{b_4} \quad (2.4.7)$$

d.) Wg Davydova [4, 8]

Davydov założył, iż osiągnięte przez pompę parametry zależą od przekroju wlotowego kierownicy. Określenie prześwitu kierownicy oparte jest na założeniu, że przepływ w spiralnej części kierownicy można porównać z przepływem w spiralnym kanale zbiorczym, który podlega zasadzie niezmienności krętu.

Dla kanału kierownicy o dowolnym przekroju przepływowym można napisać:

$$\kappa_4 = \int_{r_4}^{r_4+a_4} \frac{bdr}{r} = \frac{Q}{Z_k K} \quad (2.4.8)$$

gdzie:

$$K = \frac{g H_{th}}{\omega} \quad (2.4.9)$$

Dla kierownicy której spiralna część ma stałą szerokość $b = b_4$, całkę (2.4.8) rozwiązał Davydov w postaci:

$$a_4 = r_4' \left(1 - \sqrt{1 - \frac{2k \kappa_4}{b_4}} \right) \quad (2.4.10)$$

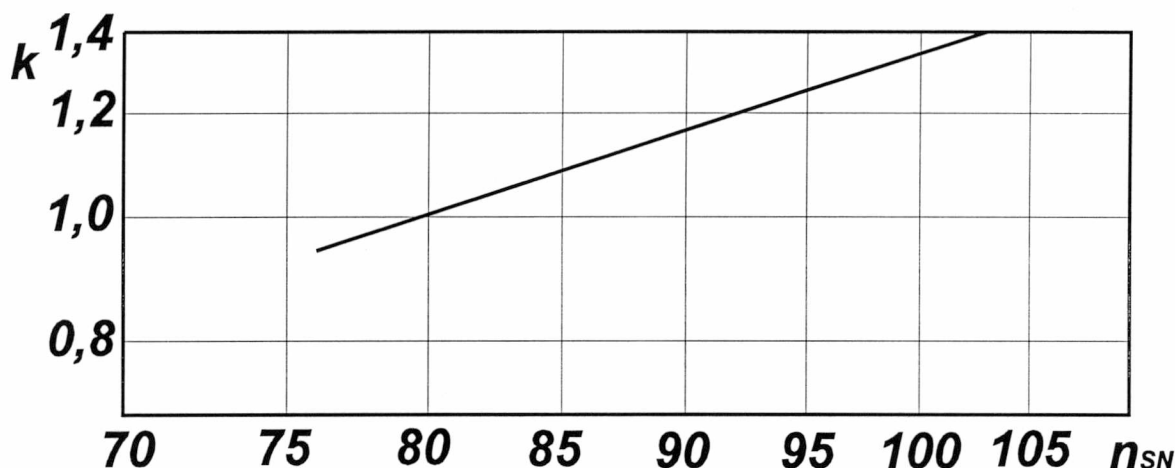
gdzie:

k - współczynnik korekcyjny.

$$\kappa_4 = \frac{\pi}{108g} \eta_h \frac{Qn}{z_k H} \quad (2.4.11)$$

$$r_4' = r_4 + s_4 \quad (2.4.12)$$

Współczynnik korekcyjny k uwzględnia tarcie cieczy o ściany, jak również różnicę pomiędzy rzeczywistym, a obliczonym rozkładem prędkości w kanale kierownicy wg. zasady stałego krętu. Davydov podał zależność współczynnika korekcyjnego k w funkcji dynamicznego wyróżnika szybkobieżności n_{SN} dla kierownic odśrodkowych, w zakresie szybkobieżności $n_{SN} = 75$ do 100 (rys. 2.5).



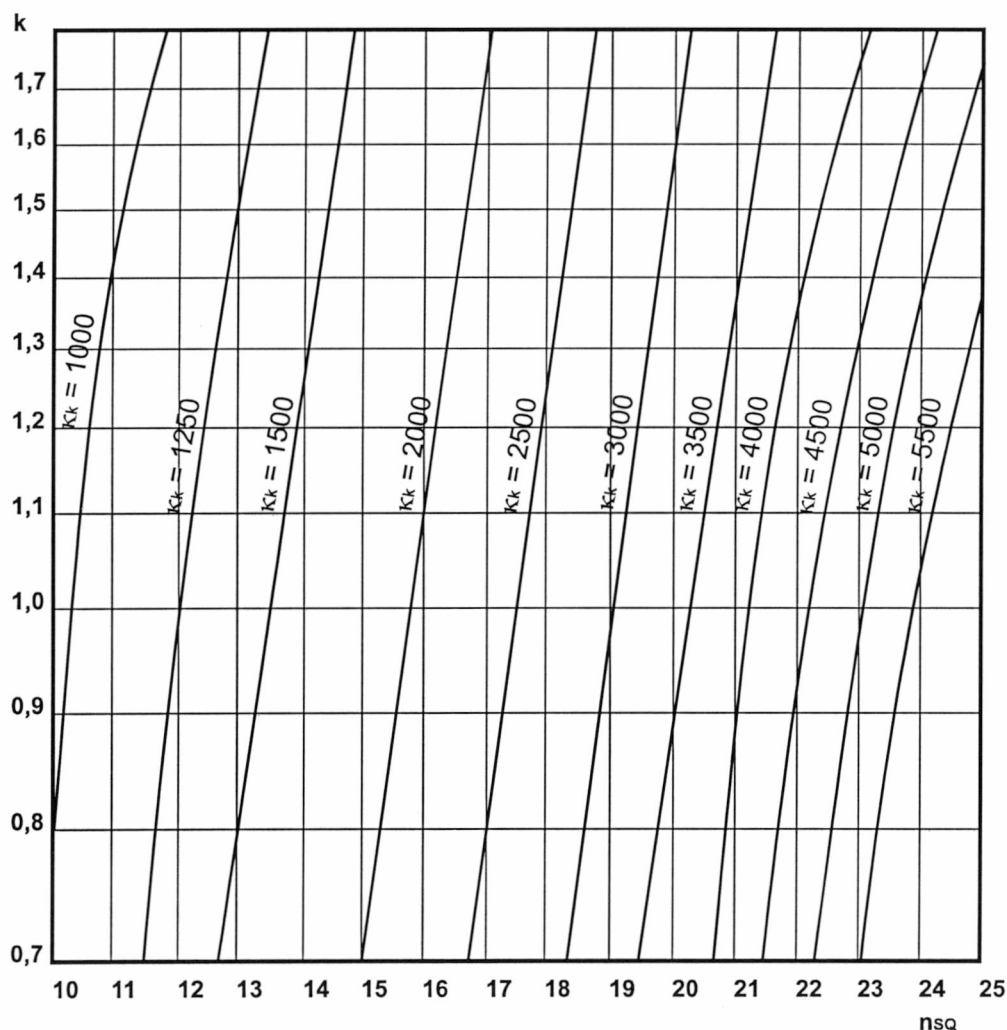
Rys. 2.5 Zależność współczynnika korekcyjnego k od dynamicznego wyróżnika szybkobieżności n_{SN} (wg Davydova)

Jednak jak wykazały prace doświadczalne [25-26], podana przez Davydova zależność określająca współczynnik korekcyjny nie jest jednoznaczną funkcją szybkobieżności i ważna jest jedynie dla serii pomp geometrycznie podobnych do pompy przez niego zbadanej.

e) Wg Pluteckiego [22, 25-26]

Metoda ta wykorzystuje podobne założenia jak metoda Dawydowa, jednak różni się sposobem wyznaczania współczynnika korekcyjnego. Współczynnik ten zależy od strat występujących w pompie, a tym samym od rozmiarów, doskonałości konstrukcji i wykonania ważnych hydraulicznie elementów pompy. Na podstawie własnych badań [22, 25-26] autor stwierdził, że współczynnik korekcyjny można przedstawić jako funkcję szybkobieżności i przepustowości kierownicy $k=f(n_{SQ}, \kappa_k)$.

$$\kappa_k = \frac{\eta_h Q_n}{(1 - \xi_{fr})H} \quad (2.4.13)$$



Rys. 2.6 Zależność współczynnika korekcyjnego k od wyróżnika szybkobieżności n_{SQ} dla różnych przepustowości rzeczywistej kierownicy κ_k

2.4.1.1. Zalecenia doboru pozostałych parametrów kierownicy odśrodkowej

- Średnica koła podstawowego kierownicy.

Do obliczeń średnicy koła podstawowego kierownicy przyjmuje się formułę doświadczalną:

$$d_4 = (0,02 \div 0,05) d_2 + d_2 \quad (2.4.14)$$

W przypadku zbyt małej różnicy ($d_4 - d_2$) wzrastają straty uderzenia oraz straty związane z brakiem wyrównania prędkości za wirnikiem. Przy dużych szczelinach wzrastają dodatkowo straty krążenia. Pompy o niskich wyróżnikach szybkobieżności charakteryzują się mniejszymi prędkościami wlotowymi natomiast pompy o dużych wyróżnikach szybkobieżności wysokimi prędkościami wlotowymi. Stąd dla niskich wartości wyróżników szybkobieżności przyjmuje się mniejsze wartości współczynników, a dla wyższych - większe. Powyższą zależność można opisać wprowadzając współczynnik doświadczalny k_d [17, 27].

$$d_4 = k_d d_2 + d_2 \quad (2.4.15)$$

$$k_d = (0,25 n_{sN} + 12,5) \cdot 10^{-3} \quad (2.4.16)$$

- Kąt wlotowy łopatki kierownicy.

Ze względu na zacieśnienie wlotu kierownicy przez łopatki oraz wskutek zwężenia strugi przy wejściu do kanału międzyłopatkowego prędkość c_{m2} wzrasta do c_{m3} i kąt nachylenia powiększa się do α_4 . Wzrost α_4 zależy od kąta wylotowego wirnika β_2 . Jednak dla przeciętnych wartości $\beta_2 = (25 \div 33)^\circ$ i typowych konstrukcji, przyrost kąta α_3 waha się w granicach $(4 \div 6)^\circ$, przy czym mniejsze wartości odnoszą się do mniejszych prędkości, a tym samym (w dużym uproszczeniu) niższych n_{sN} . Godząc się z niewielkim błędem ($\pm 1^\circ$), funkcję przyrostu $\Delta\alpha = f(n_{sN})$ można przedstawić jako zależność liniową [17, 27, 40]:

$$\Delta\alpha = 0,0166 n_{sN} + 3,5^\circ \quad (2.4.17)$$

stąd:

$$\alpha_4 = \alpha_3 + \Delta\alpha \quad (2.4.18)$$

- Prędkość w spirali kierownicy.

Stepanoff podał zależność współczynnika doświadczalnego K_{csp} w funkcji wyróżnika szybkobieżności [41]. Równanie krzywej opisującej przebieg zmienności współczynnika K_{csp} w funkcji n_{sQ} można przedstawić następującą formułą:

$$K_{csp} = 1,32 n_{sQ}^{-0,37} \quad (2.4.19)$$

Prędkość w spirali kierownicy wyznacza się z zależności [35, 41-42, 44]:

$$c_{sp} = K_{csp} \sqrt{2gH} \quad (2.4.20)$$

- Promień łuku łopatki.

Promień łuku łopatki określa się z zależności [27, 38]:

$$\zeta_k = \frac{d_4 + a_4 + s_4}{2 \cos \alpha_4} \quad (2.4.21)$$

- Długość kanału międzyłopatkowego.

Długość prostoliniowego kanału międzyłopatkowego jest jednym z wymiarów wywierających istotny wpływ na parametry pracy kierownicy. Jak wynika z prac [25-26], ze wzrostem długości kanału międzyłopatkowego, rośnie sprawność całkowita pompy oraz uzyskuje się bardziej płaską charakterystykę przepływu i sprawności. Jak przedstawiono w pracy [4, 8, 25-26], optymalną długość kanału międzyłopatkowego osiąga się dla $l=4a_4$. Dalsze zwiększanie jego długości nie poprawia oddziaływania dyfuzora. Należy unikać długich, krzywoliniowych dyfuzorów pogarszających sprawność. Dla przeciętnych konstrukcji [17, 27], przyjmuje się długość kanału międzyłopatkowego korzystając z zależności:

$$l = (3 \div 4) a_4 \quad (2.4.22)$$

- Średnica zewnętrzna kierownicy i kąt łopatki na wylocie.

Średnicę zewnętrzną kierownicy oraz kąt łopatki kierownicy na wylocie określają następujące zależności [17, 27, 40]:

$$\alpha_5 = \arccotg\left(\frac{r_4' \cos \alpha_4}{r_4' l \sin \alpha_4}\right) \quad (2.4.23)$$

$$d_5 = 2r_4' \frac{\cos \alpha_4}{\cos \alpha_5} \quad (2.4.24)$$

gdzie:

$$r_4' = 0.5 d_4 + a_4 + s_4 \quad (2.4.25)$$

- Kąt rozwarcia dyfuzora kanału kierownicy.

W celu zapobiegnięcia oderwania strugi wprowadza się zależność kąta rozchylenia dyfuzora od prędkości. Przy założeniu że $b_4 = b_5$, kąt rozwarcia dyfuzora można wyznaczyć z formuły [17, 27, 40]:

$$\delta = -0.5 c_{sp} + 15^\circ \quad (2.4.26)$$

- Wysokość wylotu kanału kierownicy.

Przy założeniu: $b_4 = b_5$, wysokość wylotu kanału kierownicy uzależnia się od długości kanału l oraz kąta rozwarcia dyfuzora ϵ . Aby nie nastąpiło oderwanie strugi, musi być spełniona zależność:

$$tg\left(\frac{\delta}{2}\right) = \frac{a_5 - a_4}{2l} \quad (2.4.27)$$

stąd:

$$a_{5\max} = 2l tg\left(\frac{\delta}{2}\right) + a_4 \quad (2.4.28)$$

- Współczynnik odchylenia.

Współczynnik odchylenia określa następująca formuła [35, 38, 42, 44]:

$$p_k = \frac{r_5^2 \psi_k}{z_k M_{st}} \quad (2.4.29)$$

gdzie:

ψ_k - współczynnik obliczeniowy zawarty w granicach (0,8÷1),

M_{st} - moment statyczny łopatki.

$$M_{st} = 0,5(r_5^2 - r_4^2) \quad (2.4.30)$$

- Prędkości wylotowe z kierownicy.

a.) Bezwzględna prędkość wylotowa z kierownicy odśrodkowej

$$c_5 = \frac{Q_p}{Z_k a_5 b_4} \quad (2.4.31)$$

b.) Składowa obwodowa prędkości c_5

$$c_{u5} = c_5 \cos \alpha_5 \quad (2.4.32)$$

c.) Prędkość merydionalna na wylocie z kierownicy odśrodkowej

$$c_{m5} = c_5 \sin \alpha_5 \quad (2.4.33)$$

d.) Składowa obwodowa odchylonej prędkości c_5

$$c_{u6} = \frac{1}{1 + p_k} \left(c_{u5} + p_k \frac{d_2}{d_3} c_{u3} \right) \quad (2.4.34)$$

- Kąt wypływu cieczy z kierownicy

$$\alpha_6 = \arctg \left(\frac{c_{m5}}{c_{u6}} \right) \quad (2.4.35)$$

2.4.1.2. Wpływ parametrów kierownicy odśrodkowej na sprawność hydrauliczną

- Wpływ liczby łopatek kierownicy na sprawność hydrauliczną pompy.

Przy stałej średnicy, sprawność hydrauliczna w punkcie optymalnym pompy rośnie ze wzrostem liczby łopatek. Następuje przesunięcie punktu optymalnego w stronę mniejszych natężeń przepływu oraz zmniejszenie szybkobieżności. Z liczbą łopatek związana jest stateczność charakterystyki. Jeśli konstruktorowi bardziej zależy na stateczności niż sprawności to powinien przyjąć mniejszą liczbę łopatek [22, 25-26].

- Wpływ kąta α_4 na sprawność hydrauliczną pompy.

Kąt α_4 nie wpływa na sprawność hydrauliczną pompy. Wraz ze wzrostem tego kąta punkt optymalny przesuwają się w stronę większych wydajności, jak również rośnie wyróżnik szybkobieżności [25-26].

- Wpływ szerokości kierownicy na wlocie b_4 na sprawność hydrauliczną pompy.

Ze wzrostem b_3 sprawność hydrauliczna wzrasta i osiąga maksimum przy szerokości $b_3 = b_2 + (0,04 \div 0,05)d_2$ (Plutecki, Łomakin). Stosując metodę Pfleiderera, obserwuje się spadek sprawności o około 4% [22, 24-26].

- Wpływ kąta rozwarcia δ dyfuzora kierownicy na sprawność hydrauliczną pompy.

Analizując wyniki badań zamieszczone w [25-26], wydaje się że optymalne wartości kąta rozwarcia dyfuzora δ zawierają się w granicach $12^\circ \div 14^\circ$. Dla tych wartości:

- występuje maksimum sprawności hydraulicznej,
- występuje maksimum sprawności całkowitej,
- optymalna wydajność osiąga w danych warunkach maksimum; charakterystyka ulega spłaszczeniu.

2.4.2 PRZEWAL

Z uwagi na złożoność przepływu, zagadnieniem niezwykle trudnym jest ustalenie ogólnych wytycznych konstruowania przewału. Należy podczas projektowania tego elementu kierownicy zwrócić uwagę na płynność zmiany przekroju i związaną z nim płynność zmiany prędkości cieczy. Na samym przewale korzystnie jest utrzymywać prędkość cieczy na stałym poziomie. Pewien pogląd na przepływ w kanale daje równanie ilości ruchu wzdłuż środkowej linii prądu. Na tej podstawie można stwierdzić poprawność kształtu przewału [15-16, 39].

$$M = c_{sr}^2 b \int_a r \cos \alpha da \quad (2.4.36)$$

gdzie:

- c_{sr} – prędkość średnia,
- r – promień rozważanej prędkości,
- α – kąt położenia promienia,
- a – wysokość kanału,
- b – szerokość kanału.

Przechodząc z promienia na długość linii prądu i rozwiązując całkę przy założeniu równomiernego rozkładu prędkości, otrzymuje się:

$$M = \frac{Q^2 l_{sr}^2}{ba} \quad (2.4.37)$$

W praktycznych zastosowaniach istotna jest zmiana momentu ilości ruchu i korzystne jest posługiwanie się stosunkiem:

$$\frac{M}{Q^2} = \frac{l_{sr}}{F} \quad (2.4.38)$$

Kanał należy kształtować w ten sposób, aby uzyskać możliwie płynną krzywą l_{sr}/F .

2.4.3 KIEROWNICA DOŚRODKOWA

Z uwagi na przekrój kanału o kształcie wydłużonego prostokąta, poprawne zaprojektowanie części dośrodkowej jest dość trudne. Zasada kształtowania ścianek kanału jest niedopuszczenie do oderwania strugi. Można to osiągnąć poprzez stosowanie:

- dużych promieni krzywizn,
- długich kanałów,
- przekrojów zapewniających stałą lub wzrastającą prędkość w kierunku wylotu.

Zmiana kąta przepływu cieczy w obrębie przewалу (od α_5 do α_7) opisana jest zależnością [10-11, 42, 44]:

$$\operatorname{tg} \alpha_7 = \frac{b_5}{b_7} \operatorname{tg} \alpha_5 \quad (2.4.39)$$

Kąt ten należy nieznacznie powiększyć ze względu na tarcie cieczy o ścianki przewалу o długości l_p (można przyjąć współczynnik $\lambda \approx 0,04$).

$$\operatorname{tg} \alpha_7 = \left(b_5 \operatorname{tg} \alpha_5 + \frac{\lambda}{4} l_p \right) \frac{1}{b_7} \quad (2.4.40)$$

Kąt wlotowy łopatki dośrodkowej α_8 wyznacza się z zależności:

$$\operatorname{tg} \alpha_8 = \chi_8 \frac{t_8}{t_8 - s_{u8}} \operatorname{tg} \alpha_7 \quad (2.4.41)$$

gdzie:

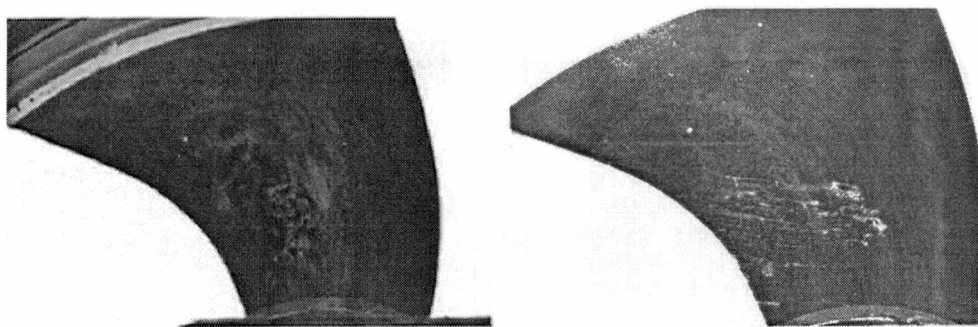
χ_8 - współczynnik uwzględniający straty tarcia w przewale oraz nierównomierny rozkład prędkości ($\chi_8 = 1,2 \div 1,3$).

Przyśpieszenie cieczy na wylocie wyrównuje rozkład prędkości, co odbija się korzystnie na pracy następnego stopnia. Wysunięcie łopatek kierownicy jak najdalej ku wylotowi do następnego stopnia, przeciwdziała wstecznemu oddziaływaniu wirnika. Kąt wlotowy łopatki kierownicy dośrodkowej α_9 przyjmuje się w przybliżeniu 90° . Aby skompensować odchylenie strug na wylocie z palisady o skończonej gęstości, kąt α_9 powiększa się o pewien kąt przegięcia ε_k , który zawiera się w granicach $(5 \div 10)^\circ$ [10-11, 42, 44].

Przy projektowaniu kierownic liczbę łopatek dobiera się tak, aby zapewnić jak najkorzystniejszy kształt kanałów. Liczba łopatek jest zwykle równa liczbie łopatek kierownicy odśrodkowej.

Kształt łopatek dobiera się „metodą prób i błędów” [10-11], tak aby pole powierzchni przekroju A_i zmniejszały się w sposób płynny, czyli tak aby zależność $A(r)$ była krzywą malejącą gładką.

Na rysunku 2.7 przedstawiono rozkłady prędkości w kanale dośrodkowym kierownicy łopatkowej, na którym można zaobserwować, iż niewielka zmiana parametrów geometrycznych kanału dośrodkowego prowadzi do diametralnie różnych rozkładów prędkości.



Rys. 2.7 Rozkłady prędkości w kanale dośrodkowym kierownicy łopatkowej, przed i po niewielkiej modyfikacji geometrii kanału [39]

2.4.4. KIEROWNICE Z PRZEWALEN SFERYCZNYM

Liczne prace doświadczalne prowadzone w Zakładzie Hydraulicznych Maszyn Przepływowych Politechniki Wrocławskiej, doprowadziły do powstania nowej koncepcji kształtowania przewалу kierownicy skośną powierzchnią sferyczną. Rozwiązanie to chronione jest patentem nr 78813. Pomimo iż przewał tego typu może współpracować z łopatkową kierownicą odśrodkową [21, 23], powyższa koncepcja może być również stosowana w kierownicach bez części odśrodkowej (rys.2.8), wykonywanych w technologii blaszanej, stosowanych w małych pompach wielostopniowych [18, 32-34], które stanowią główny temat pracy.

W porównaniu z kierownicami o „klasycznym” przewale, zastosowanie powierzchni sferycznej ma szereg zalet, takich jak:

- małe wymiary promieniowe stopnia ($d_z < 1,2d_2$),
- możliwość uzyskania małej szybkobieżności stopnia,
- wysoka sprawność,
- możliwość wpływania na położenie optymalnego punktu pracy,
- dobra technologiczność wykonania,
- dobra ekonomiczność wykonania.

Istotnym problemem konstrukcyjnym kierownic tego typu jest trudny do przewidzenia rozkład prędkości na przewale i w części dośrodkowej, przez co trudno jest racjonalnie kształtować geometrię kanałów przepływowych.



Rys. 2.8. Stopień pompy z kierownicą z przewalem sferycznym bez łopatkowej części odśrodkowej

Na podstawie dotychczasowych przeprowadzonych badań eksperymentalnych [32-34] sformułowano wytyczne, wspomagające proces projektowania kierownic z przewalem sferycznym:

- Liczba łopatek Z_k .
Zaleca się przyjmowanie liczby kanałów międzyłopatkowych 1 do 2 mniejszą od liczby łopatek wirnika.
- Szerokość wlotu kierownicy b_3 .
Wlot do kierownicy należy wybierać możliwie szeroki by z jednej strony wykorzystać efekt wspomagający wirujących tarcz wirnika, a z drugiej zapewnić możliwie mały wymiar promieniowy kierownicy. Zaleca się wybierać szerokość wlotu kierownicy:
$$b_3 = b_2 + (0,04 \div 0,05)d_2 \quad (2.4.39)$$
- Wysokość wlotu kierownicy a_3 .
Aby uzyskać małe wymiary promieniowe stopnia pompy, wysokość wlotu powinna być jak najmniejsza.

$$a_3 = \frac{2k \kappa_k}{b_3} \quad (2.4.40)$$

gdzie:

$$\kappa_k = 2,965 \cdot 10^{-3} \frac{Q \eta_h n}{H Z_k} \quad (2.4.41)$$

Występujący w równaniu współczynnik korekcyjny κ zmienia się w granicach 2÷2,5 w zależności od jakości hydraulicznej i wykonania stopnia pompy.

- Średnica wlotu kierownicy.

Średnicę wlotu kierownicy należy wybierać w przybliżeniu równą średnicy wirnika $d_3 \approx d_2$.

- Przewał.

Przewał sferyczny należy kształtować łukiem kołowym, zapewniającym ciągłą, płynną zmianę przekroju od wartości maksymalnej do zera.

3. CEL I ZAKRES PRACY

Zaprezentowany w rozdziale 2 materiał pokazuje, że pomimo wieloletniego stosowania kierownic łopatkowych w pompach odśrodkowych, wiedza o tych elementach jest wciąż niekompletna i pozostawia ciągle bez należytego wyjaśnienia wiele istotnych kwestii takich jak:

- wybór formuł określających parametry wlotu kierownicy,
- kształtowanie przewału,
- kształtowanie części dośrodkowej.

Kierownice z przewalem sferycznym, bez łopatkowej kierownicy odśrodkowej [18], to alternatywne podejście do konstruowania elementów odprowadzenia w małych pompach wielostopniowych. Obecny stan wiedzy na temat tych elementów jest niewystarczający i w głównej mierze opiera się na kilku pracach badawczych [32-34]. Wyniki tych prac pokazały, że taki sposób kształtowania przewału kierownicy jest korzystny zarówno pod względem energetycznym (wyższa sprawność) jak również technologicznym i ekonomicznym. Nie są jednak znane rozkłady prędkości i ciśnień w charakterystycznych przekrojach kierownicy, przez co trudno racjonalnie kształtować kanały przepływowe takiego elementu odprowadzenia.

Konieczność zgłębienia obecnego poziomu wiedzy na temat kierownic łopatkowych z przewalem sferycznym, jak również znaczący rozwój zaawansowanych technik obliczeniowych, umożliwiły sformułowanie celów pracy. Celami pracy są:

- **zamodelowanie przepływu trójwymiarowego cieczy rzeczywistej w kanałach kierownicy z przewalem sferycznym, wybór właściwego modelu turbulencji, oraz zweryfikowanie doświadczalne modelu numerycznego,**
- **wykorzystując zweryfikowany model dyskretny, przeprowadzenie badania wpływu poszczególnych cech geometrycznych kierownicy na jej parametry pracy, co pozwoli uściślić wytyczne projektowania kierownic z przewalem sferycznym.**

Zakres pracy obejmuje:

- opracowanie modelu numerycznego oraz ustalenie warunków brzegowych,
- wybór modelu turbulencji,
- wieloetapowa weryfikacja doświadczalna modelu numerycznego,
- numeryczne badania wpływu parametrów konstrukcyjnych kierownicy na zjawiska przepływowe.

4. PRZYGOTOWANIE MODELU NUMERYCZNEGO

4.1. OPROGRAMOWANIE CFD

CFD (Computational Fluid Dynamics), czyli numeryczna mechanika płynów to stosunkowo nowa, szybko rozwijająca się dziedzina nauki i techniki. Programy CFD umożliwiają analizę zjawisk związanych z przepływem płynów, eliminując konieczność przeprowadzenia czasochłonnnych i kosztownych badań doświadczalnych. Analiza przepływu przy użyciu programów CFD daje możliwość poznania rozkładów pól prędkości i ciśnień oraz określenia rozkładów temperatur (w procesach wymiany ciepła).

Na rynku programów CFD dostępnych jest wiele aplikacji, o różnym stopniu zaawansowania i możliwościach. Można tu wymienić produkty takie jak: CFX TascFlow, STAR-CD, FLUENT, FIDAP, COSMOS/M, ANSYS oraz wiele innych. Programy te dostępne są na różne platformy systemowe takie jak: UNIX, LINUX, WINDOWS NT.

W trakcie realizacji pracy korzystano z trzech programów, których krótką charakterystykę podano poniżej.

GAMBIT 1.2 (FLUENT Incorporated)

Uniwersalny program przeznaczony do wspomagania procesu tworzenia geometrii modelu oraz generacji siatki obliczeniowej. Pozwala importować geometrię z programów typu CAD, poprzez format IGES. Program został wyposażony w efektywne algorytmy automatycznej generacji siatki obliczeniowej. W programie można również wstępnie zdefiniować rodzaj warunków brzegowych, nakładanych na poszczególne krawędzie, powierzchnie, objętości. Plik wynikowy, w formacie neutralnym, może być przygotowany dla programów takich jak: FLUENT, FIDAP, POLYFLOW ANSYS oraz innych produktów firmy FLUENT Incorporated.

FIDAP 8.52 (FLUENT Incorporated)

Jest to program wykorzystujący metodę elementów skończonych (FEM), przeznaczony do symulacji przepływów płynów lepkich ściśliwych i nieściśliwych. Umożliwia modelowanie oddziaływania ciecz – ścianka (np. praca zastawki serca). W skład programu wchodzi moduły umożliwiające tworzenie geometrii 2D, 3D oraz generacji siatki obliczeniowej (FIGEN, FIMESH), zadawanie warunków brzegowych, początkowych oraz parametrów symulacji (FIBC, FIPREP) oraz postprocesor do graficznego prezentowania wyników symulacji (FIPOST).

Program nie sprawdził się jako narzędzie do modelowania zjawisk w maszynach przepływowych z kilku przyczyn:

- zalecane jest tworzenie modelu geometrycznego bezwymiarowo, co jest procesem uciążliwym i czasochłonnym,
- standardowe moduły do edycji geometrii i generacji siatki obliczeniowej nie nadają się do tworzenia złożonych modeli geometrycznych (producent zaleca używać program GAMBIT),
- obsługa programu jest bardzo złożona,
- graficzny postprocesor ma bardzo ograniczone możliwości prezentacji i eksportowania wyników oraz złożoną obsługę.

Po rocznej pracy z programem udało się uzyskać wyniki, które były zadowalające jakościowo, jednak ilościowo zdecydowanie nie do przyjęcia. Zaprzeszono dalszej pracy z programem.

FLUENT 5.3 (FLUENT Incorporated)

Jest to program wykorzystujący metodę objętości skończonych, dający możliwość symulacji przepływów burzliwych płynów lepkich ściśliwych i nieściśliwych oraz transferu ciepła. Program nie posiada modułów do tworzenia modelu geometrycznego oraz generacji siatki obliczeniowej (model oraz siatkę należy utworzyć w innym programie zewnętrznym np. GAMBIT), natomiast program wyposażono w efektywne mechanizmy usprawniania modelu oraz siatki takie jak: korygowanie oraz adaptacja siatki obliczeniowej, przeskalowywanie modelu (np. z [mm] na [m]). Aplikacja potrafi pracować z siatkami niestrukturalnymi oraz hybrydowymi (złożonymi z różnych rodzajów elementów skończonych). Obsługa programu jest prosta i

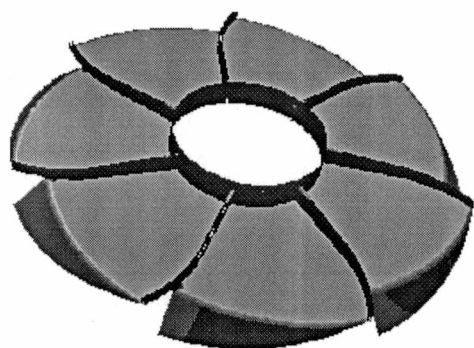
intuicyjna. Graficzny postprocesor ma zadawalające możliwości prezentacji oraz eksportowania wyników. Program stanowił podstawowe narzędzie obliczeniowe wykorzystywane w trakcie realizacji pracy.

4.2. OBIEKT BADAŃ

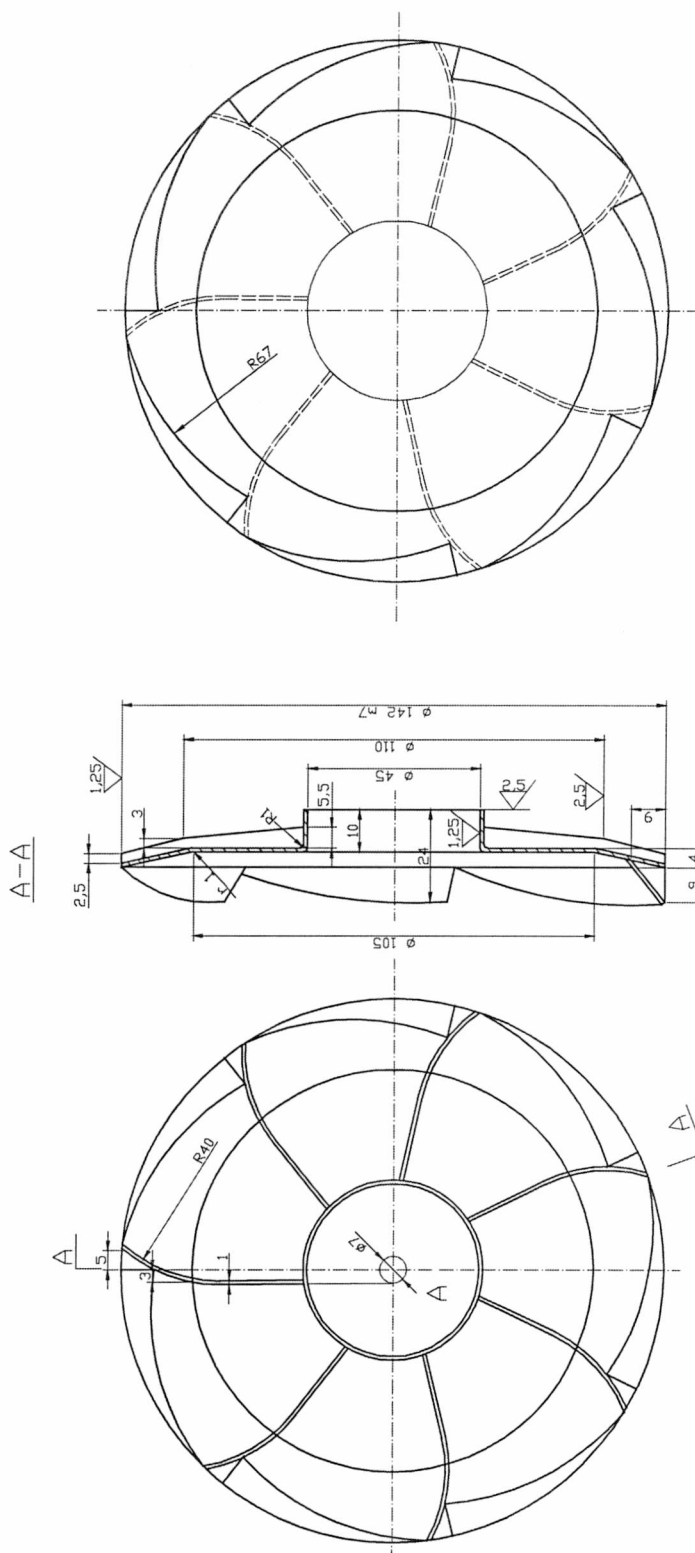
Prace nad udoskonaleniem stopnia pompy 25YS, zamieszczone w pozycjach [32-34], miały na celu dokładniejsze poznanie zjawisk przepływowych w kierownicach z przewalem sferycznym. Zdobyte doświadczenia doprowadziły do powstania konstrukcji kierownicy A4, która w połączeniu z wirnikiem odlewanym, uzyskiwała najlepsze parametry pracy stopnia pompy.

Wykorzystując powyżej zacytowane wyniki badań, przyjęto kierownicę A4 i wirnik odlewany jako model bazowy stopnia do badań doświadczalnych i numerycznych.

Koncepcja kierownicy A4 nawiązuje do wcześniej opracowanej kierownicy [18] z przewalem sferycznym i polega ona na połączeniu części spiralnej kierownicy odśrodkowej ze sferycznym przewalem i bocznym spływem z przewалу w krótki kanał dośrodkowy doprowadzający ciecz do następnego stopnia. Przekrój wlotowy kierownicy, będący jednocześnie wprowadzeniem cieczy na przewal, jest ograniczony ścianką boczną części dośrodkowej, krawędzią wlotową przewалу oraz obudową stopnia. Odcinek spiralny części odśrodkowej utworzony jest poprzez ściankę przewалу sferycznego, powierzchnię wylotową wirnika oraz obudowę stopnia pompy. Przewal sferyczny znajdujący się w obrębie kanału międzyłopatkowego części dośrodkowej, ograniczony jest od strony wirnika przez odgiętą po łuku ściankę kanału dośrodkowego kierownicy, a od strony zewnętrznej przez wewnętrzną ściankę obudowy stopnia. Kierownicę dośrodkową zaprojektowano ze stałą prędkością (zmienna wysokość łopatek). Wymiary charakterystyczne elementów przepływowych stopnia modelowego przedstawiono (zgodnie z rysunkami 4.1 i 4.2) w tabeli 4.1 i 4.2.

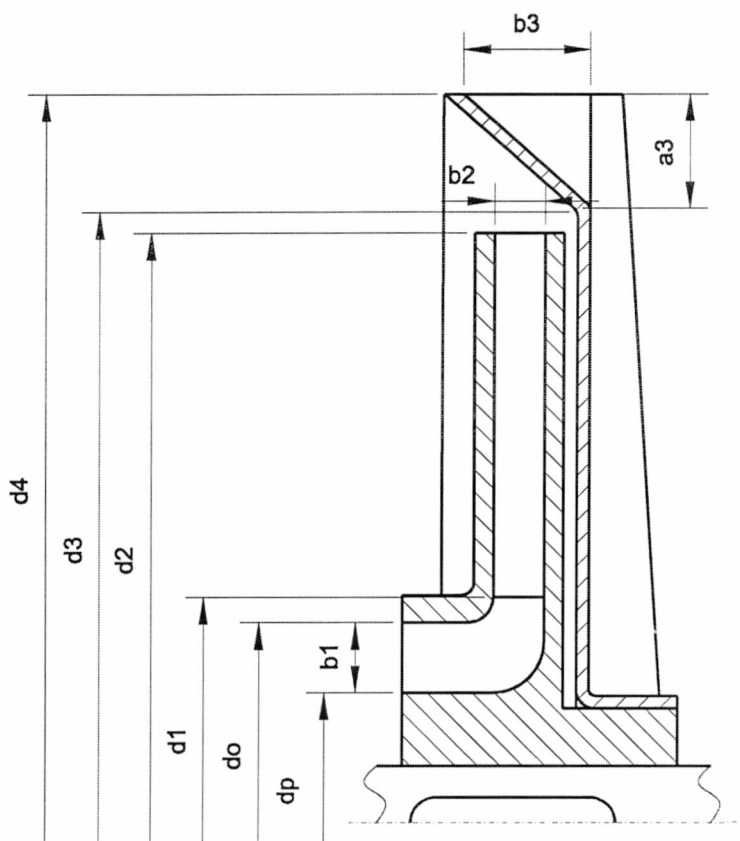


a)



(b)

30



Rys. 4.2 Wymiary charakterystyczne stopnia pompy

Tabela 4.1 Wymiary charakterystyczne wirnika pompy modelowej

L.p.	Nazwa wielkości	Symbol	Wartość	Jednostka
1	średnica zewnętrzna	d_2	120	mm
2	średnica wlotu	d_0	58	mm
3	średnica wlotowa łopatek	d_1	58	mm
4	średnica piasty	d_p	47	mm
5	średnica wału	d_w	39	mm
6	szerokość łopatek na wlocie	b_1	6,5	mm
7	szerokość łopatek na wylocie	b_2	3,5	mm
8	kąt wlotowy łopatki	β_1	22	°
9	kąt wylotowy łopatki	β_2	35	°
10	liczba łopatek	Z	8	---

Tabela 4.2 Wymiary charakterystyczne kierownicy A4 pompy modelowej

L.p.	Nazwa wielkości	Symbol	Wartość	Jednostka
1	średnica wlotowa	d_3	124	mm
2	średnica zewnętrzna	d_4	142	mm
3	średnica wylotowa	d_5	45	mm
4	szerokość wlotu	a_3	9	mm
5	wysokość wlotu	b_3	9	mm
6	promień łopatki dośrodkowej	R	40	mm
7	liczba łopatek	Z_k	7	---

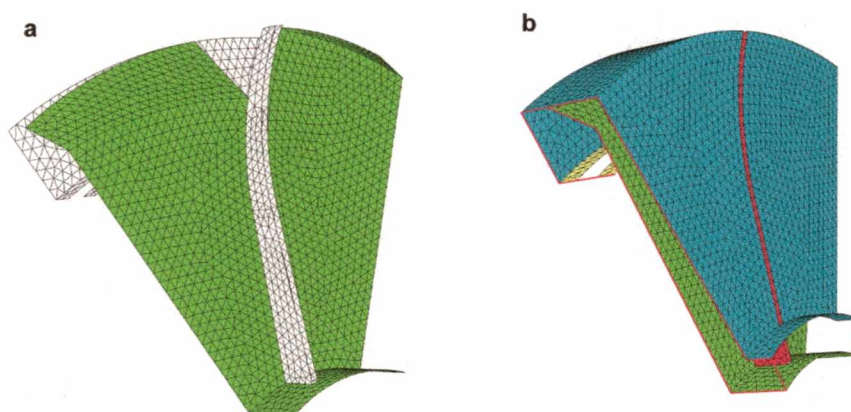
4.3. MODEL NUMERYCZNY

Przepływ w kierownicy można potraktować jako zagadnienie okresowo symetryczne (zakładając, że każdy kanał kierownicy wykonano z taką samą dokładnością), wystarczy więc zamodelować przepływ w jednym kanale, aby uzyskać kompletną informację na temat zjawisk przepływowych w całym elemencie odprowadzenia. Takie kształtowanie modelu znacznie zmniejsza liczbę elementów siatki obliczeniowej, a tym samym ogranicza niezbędne zasoby obliczeniowe komputera.

Geometrię kanału zamodelowano w taki sposób, aby przekrój wlotowy przewалу oraz łopatka dośrodkowa znajdowała się w przekroju środkowym modelu (rys.4.3)[12, 29-30].

Tworząc model przyjęto następujące założenia upraszczające:

- wylot z wirnika potraktowano jako powierzchnię ciągłą (pominięto grubość łopatki wirnika¹),
- pominięto oddziaływanie wirujących powierzchni bocznych wirnika²,
- przyjęto jednorodny rozkład prędkości na powierzchni wylotowej wirnika.



Rys. 4.3 Model numeryczny a) bez górnej ścianki korpusu; b) z górną ścianką korpusu

Kształt geometryczny kanału kierownicy zdefiniowano przy użyciu programu AutoCad. Plik wynikowy został wyeksportowany (poprzez format IGES) do programu Gambit, gdzie na podstawie wprowadzonego opisu kształtu

¹ Ze względu na zastosowanie cienkich łopatek, nie jest to zbyt daleko idącym uproszczeniem.

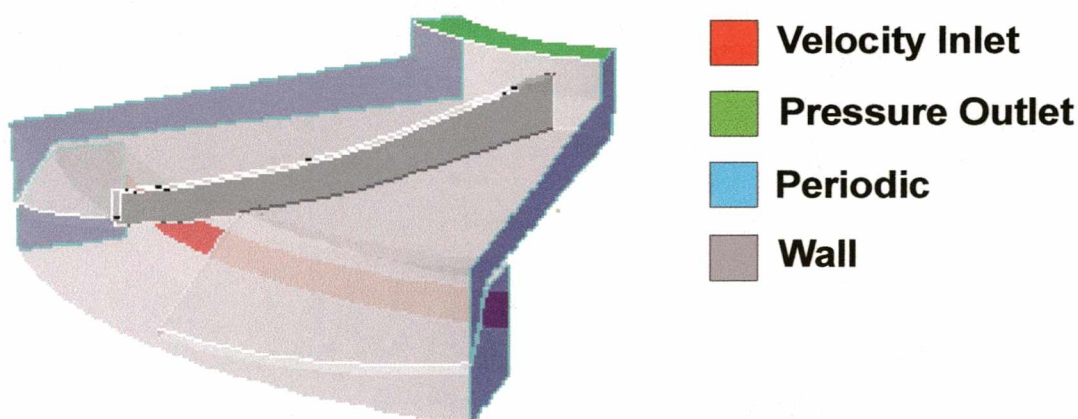
² Ze względu na niewielką średnicę zewnętrzną wirnika ($d_2=120$ mm), oddziaływanie wirujących tarcz wirnika jest niewielkie.

geometrycznego, zdefiniowano powierzchnie i objętości oraz wygenerowano siatkę obliczeniową, bazującą na czterowęzłowych elementach typu tetrahedral.

W programie Gambit zdefiniowano wstępnie następujące typy warunków brzegowych nałożone na poszczególne powierzchnie (rys. 4.4):

- Wall (Ściana) – warunek używany do rozgraniczenia obszarów płynu i ciała stałego [12, 7, 53].
- Periodic (Okresowość) – używany gdy geometria lub zjawisko ma naturę okresowo powtarzalną. Powierzchnie definiowane jako PERIODIC muszą mieć taką samą liczbę oraz strukturę elementów siatki [12, 7, 53].
- Velocity Inlet (Prędkość na wlocie) – używany do definiowania wartości prędkości na powierzchni wlotowej modelu. Warunek stosowany tylko w przypadku przepływów nieściśliwych [12, 7, 53].
- Pressure outlet (Ciśnienie na wylocie) – warunek używany do definiowania wartości ciśnienia statycznego na powierzchni wylotowej modelu. Warunek stosowany tylko w przypadku przepływów poddźwiękowych [12, 7, 53].

Szczegółowego definiowania warunków brzegowych, dokonano w programie FLUENT (rozdział 6.2), po wcześniejszym wykonaniu badań eksperymentalnych.



Rys. 4.4 Warunki brzegowe nałożone na model

5. REALIZACJA BADAŃ DOŚWIADCZALNYCH

Celem badań doświadczalnych było uzyskanie danych liczbowych, niezbędnych do przygotowania modelu dyskretnego oraz do weryfikacji uzyskanych wyników numerycznych.

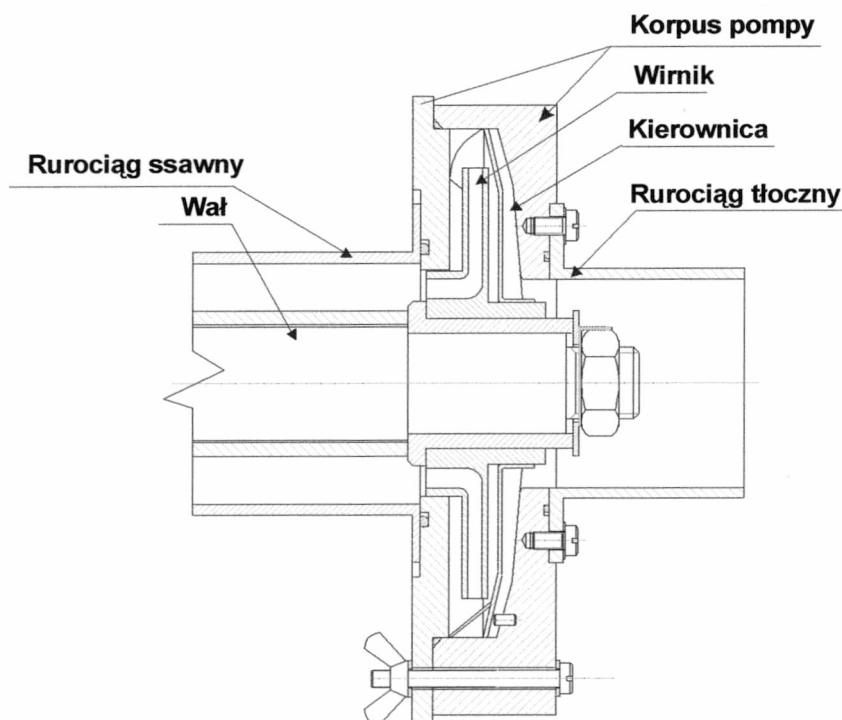
W pracy zaplanowano następujący zakres badań:

- badania energetyczne stopnia pompy modelowej – mające na celu ustalenie wartości parametrów optymalnego (nominalnego) punktu pracy stopnia pompy (Q , H). Dla określonej w ten sposób wydajności będą wykonywane dalsze badania oraz obliczenia numeryczne,
- pomiary rozkładów ciśnień – wyniki będą wykorzystane do ustalenia warunków początkowych obliczeń numerycznych oraz do weryfikacji modelu dyskretnego,
- pomiary rozkładów prędkości – w pracy zaplanowano pomiary prędkości miejscowych metodą LDA (Laser Doppler Anemometr), których wyniki posłużą do weryfikacji modelu numerycznego,
- badania wizualizacyjne – mające na celu uzyskanie rzeczywistego obrazu przepływu w kanałach kierownicy, dzięki czemu możliwa będzie jakościowa weryfikacja wyników numerycznych.

5.1. STANOWISKO POMIAROWE

Badania przeprowadzono na specjalnie zaprojektowanym stanowisku pomiarowym, którego schemat przedstawiono na rys 5.3. Głównym elementem stanowiska jest pompa modelowa (rys.5.1, rys. 5.2), będąca modelem jednego stopnia pompy wielostopniowej. Doprowadzenie wody do wirnika jest osiowe. Zespół wirujący podparty jest na łożysku tocznym, umieszczonym w oddzielnym korpusie łożyskowym oraz łożysku ślizgowym, smarowanym wodą. Korpus pompy wykonano ze szkła organicznego. W celu umożliwienia pomiarów metodą LDA (Laser Doppler Anemometr), dodatkowo na bocznej części korpusu wykonano powierzchnię płaską. Uszczelnienie korpusu uzyskano przez zastosowanie pierścienia typu „O”.

Pompa napędzana jest silnikiem asynchronicznym typu TAM 90S-24, wyprodukowanym przez rumuńską firmę IEMP. Parametry silnika przedstawiono w tabeli 5.1. W celu precyzyjnej regulacji prędkości obrotowej, silnik zasilany był poprzez przemiennik częstotliwości o mocy 5,5 kW firmy Danfos.



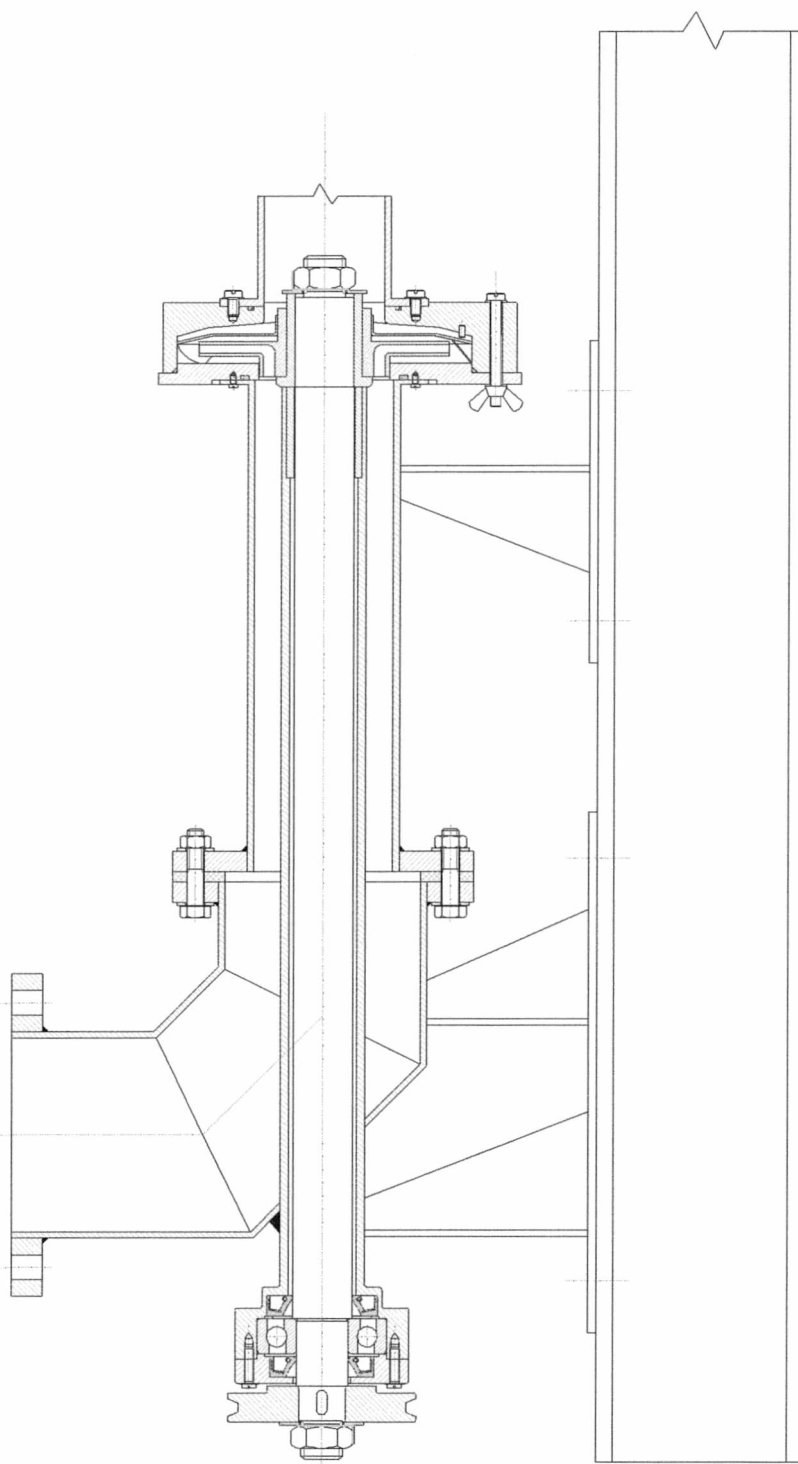
Rys. 5.1 Elementy pompy modelowej

Tabela 5.1 Parametry silnika napędowego

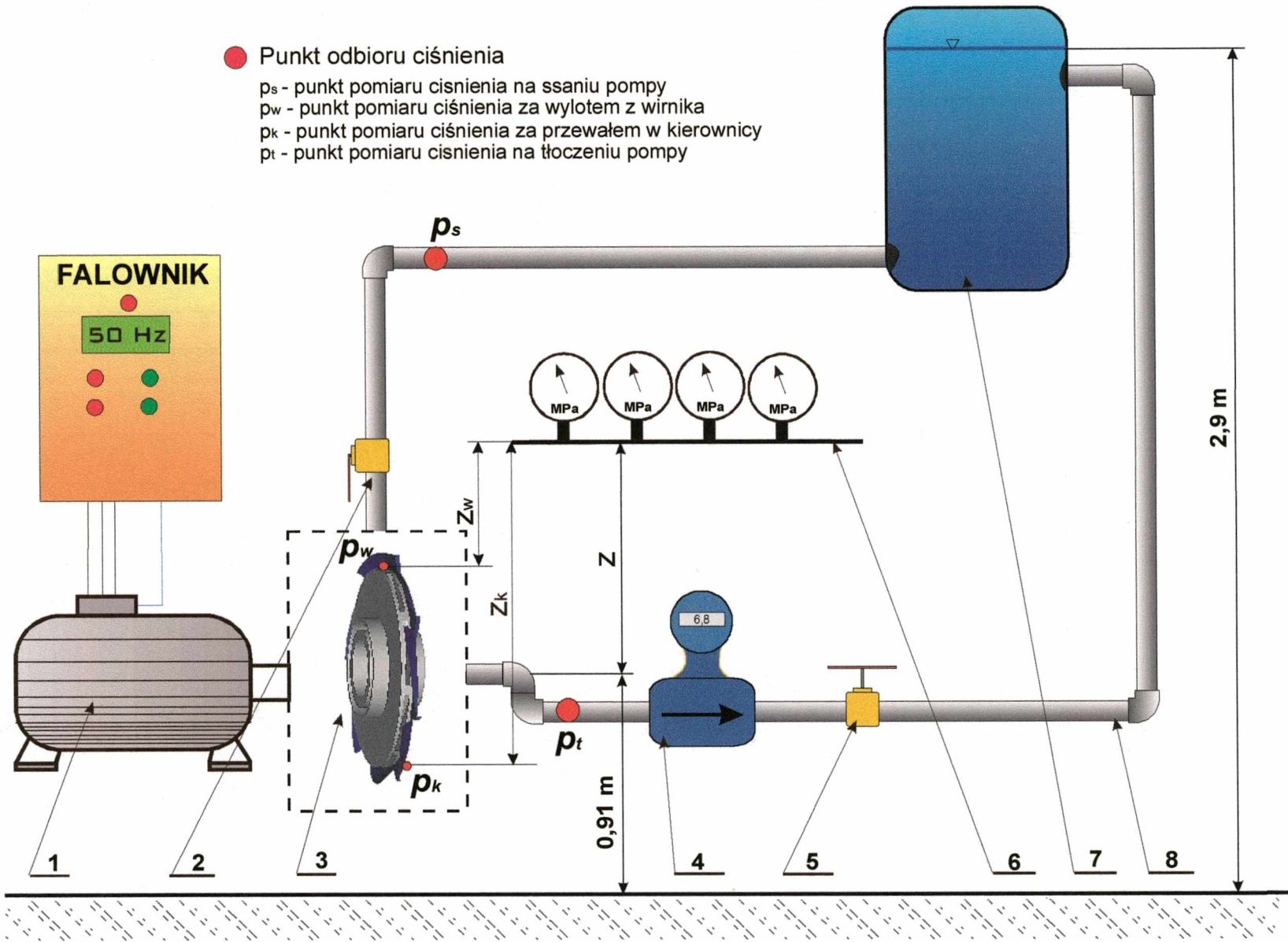
U	I	cos(φ)	P_n	n
[V]	[A]	[---]	[kW]	[obr/min]
380	5	0,86	1,5	2815

Badana pompa zasilana jest ze zbiornika otwartego o objętości 0,27 m³, usytuowanego na wysokości 2,9 m względem podłoża, co zapewnia pracę pompy z napływem około 2 m (w pierwszej wersji stanowisko pracowało z dodatnią wysokością ssania, jednak ze względu na podsysanie powietrza zdecydowano się na pracę z napływem). Usytuowanie wlotu i wylotu rurociągu obiegowego oraz wymiary zbiornika zapewniają dobre doprowadzenie wody, jak również pomijalny wzrost jej temperatury w czasie

pomiarów. Wodę do pompy doprowadzono prostoosiowym rurociągiem z przezroczystego tworzywa sztucznego o średnicy 40 mm i długości 3 m. Po stronie ssawnej umieszczono kulowy zawór odcinający. Na odcinku tłocznym umieszczono zasuwę regulacyjną $\phi 40$ oraz przepływomierz elektromagnetyczny.



Rys. 5.2 Pompa modelowa



5.2. METODY POMIAROWE

5.2.1. POMIARY ENERGETYCZNE

W trakcie badań energetycznych mierzono następujące wielkości:

- Natężenie przepływu – pomiar wykonywano przepływomierzem elektromagnetycznym Promag 33 firmy Endress+Hauser, w klasie 0,2. Przepływomierz został zainstalowany na rurociągu tłocznym, przy zachowaniu odcinków prostych, zgodnie z zaleceniami producenta, przed przyrządem (od strony dopływu) 3xDN oraz za przyrządem (od strony odpływu) 2xDN.
- Ciśnienia statyczne – pomiar wykonywano manometrami prężnymi w klasie 0,6. Punkty pomiaru ciśnienia pokazano na rys.5.3.
- Pomiar mocy – pomiar wykonywano mierząc moc elektryczną pobieraną przez silnik watomierzami analogowymi w układzie Arona. Pomiar odbywał się przed falownikiem o sprawności 0,95.
- Prędkość obrotowa - pomiar wykonywano cyfrowym tachometrem optycznym (metoda bezkontaktowa) w klasie 0,5.

Zestawienie przyrządów użytych w pomiarach przedstawiono w tabeli 5.2.

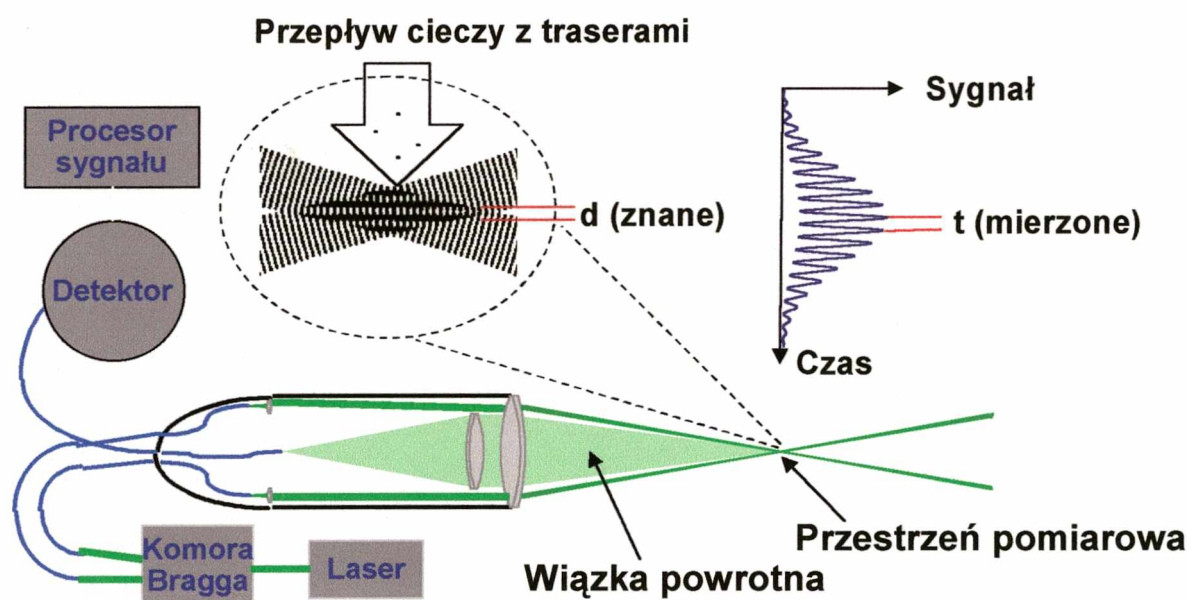
Tabela 5.2 Zestawienie przyrządów używanych w pomiarach

Nazwa	Typ	Zakres pomiarowy	Dz. elem.	Klasa
Przepływomierz elektromagnetyczny	Promag 33 F	0÷200 m ³ /h	0.001 m ³ /h	0,2
Manowakuometr	RPT 94530	-0,1÷0,3 MPa	0,01 MPa	1
Manometr prężny	RPT 94230	0÷0,16 MPa	0,0002 MPa	0,6
Manometr prężny	RPT 94230	0÷0,16 MPa	0,0002 MPa	0,6
Manometr prężny	RPT 94230	0÷0,16 MPa	0,0002 MPa	0,6
Watomierz	PRL T 103	400/1/2 V/A/A	100 / 1 dz.	0,5
Watomierz	PRL T 103	400/1/2 V/A/A	100 / 1 dz.	0,5
Miernik obrotów	DT-2234A	0÷9999 obr/min	1	0,5

5.2.2. POMIAR PRĘDKOŚCI MIEJSCOWYCH

Do pomiarów rozkładów prędkości wykorzystywano anemometr laserowy 60X firmy DANTEC [28, 31, 46]. Urządzenie pracuje w układzie różnicowym, co w porównaniu z anemometrami pracującymi z wiązką odniesienia znacząco zwiększa dokładność i komfort pomiarów [6]. Dzięki zastosowaniu przesunięcia częstotliwości (*frequency shifting*), ograniczono wpływ zjawisk typu *bias* [1, 5, 43]. Głowica pomiarowa, wyposażona w fotodetektor, połączona jest z aparaturą światłowodem o długości 5 m. Daje to możliwość izolowania delikatnego urządzenia w osobnym pomieszczeniu, umieszczając w pobliżu badanego obiektu tylko głowicę niewrażliwą na drgania.

Prędkość = droga/czas



Rys. 5.4 Schemat działania anemometru laserowego

Sterowanie urządzeniem oraz obróbka danych pomiarowych odbywa się przy zastosowaniu komputera oraz programu komputerowego FLOWare, dostarczonego wraz z urządzeniem. Oprogramowanie to daje możliwość: konfigurowania i kalibracji urządzenia oraz układu trawersowania głowicy,

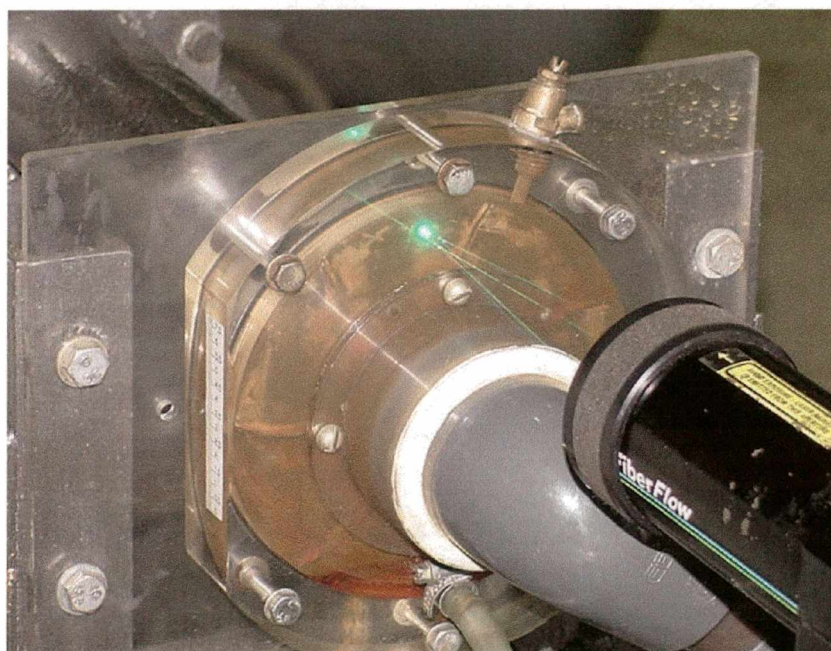
zbierania i obróbki danych pomiarowych oraz prezentowania wyników pomiarów. Zasadę działania anemometru laserowego przedstawiono na rys. 5.4. Dane techniczne użytego anemometru przedstawiono w tabeli 5.3.

Tabela 5.3 Dane techniczne anemometru laserowego 60X firmy DANTEC

Parametr	Symbol	Jednostka	Wartość
Moc lasera	P	mW	300
Ogniskowa soczewki	f	Mm	160
Separacja promieni	D	mm	38
Rozmiar przestrzeni pomiarowej		mm x μm	0.64 x 76
Długość fali	λ	[nm]	514.5
Liczba prążków interferencyjnych	N		36
Odległość pomiędzy prążkami	δ	μm	2.12
Przesunięcie częstotliwości	fo	MHz	40

Obecne wyposażenie anemometru umożliwia pomiar jednej składowej prędkości, co w przypadku przepływu turbulentnego jest niewystarczające. W trakcie pomiarów problem ten rozwiązano mierząc drugą składową prędkości poprzez obrót głowicy o 90° .

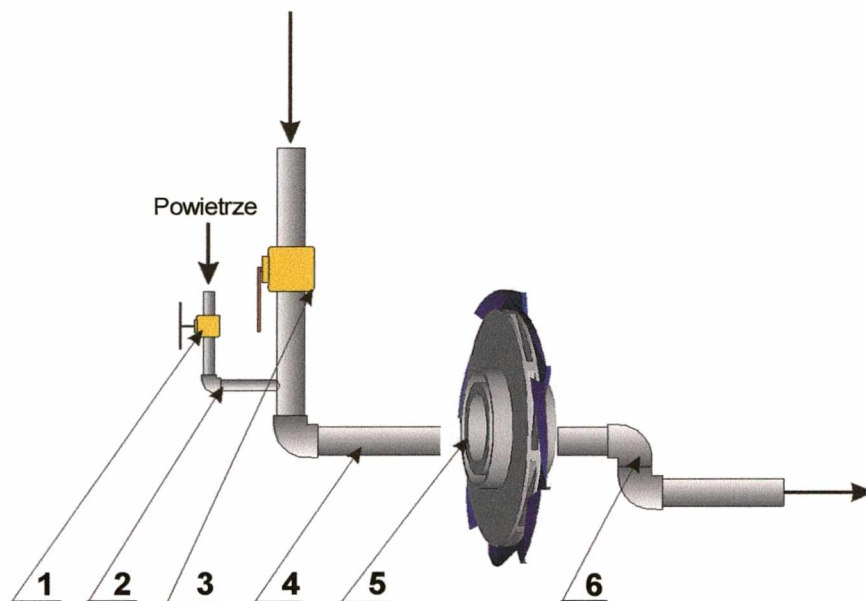
Układ trawersowania głowicy zbudowano we własnym zakresie. Rozwiązanie to daje możliwość ręcznego przesuwania głowicy w trzech kierunkach OX, OY, OZ, z dokładnością dla kierunków OX i OY 0,1 mm, a dla kierunku OZ 0,5 mm.



Rys. 5.5 Pompa modelowa z widoczną głowicą anemometru laserowego

5.2.3. BADANIA WIZUALIZACYJNE

Do badań wizualizacyjnych zastosowano metodę pęcherzyków powietrza [39]. Schemat doprowadzenia powietrza do przepływającej cieczy przedstawiono na rysunku 5.6. Zdjęcia przepływu wykonano przy użyciu aparatu cyfrowego SONY TX123 w rozdzielczości 1024x768 punktów.



Rys. 5.6 Schemat dopływu powietrza w badaniach wizualizacyjnych. 1 – zawór sterujący ilością powietrza; 2 – przewód doprowadzający powietrze; 3 – zawór odcinający; 4 – rurociąg ssawny; 5 – pompa modelowa; 6 – rurociąg tłoczny

5.3. WZORY OBLICZENIOWE

Do wyznaczenia charakterystyk energetycznych i rozkładów ciśnień, na podstawie wielkości zmierzonych, wykorzystano poniższe zależności:

Wysokość podnoszenia [51]

$$H = \frac{P_t - P_s}{\rho g} + \frac{c_t^2 - c_s^2}{2g} + m \quad (5.3.1)$$

gdzie:

m – różnica wysokości położenia manometrów

Wysokości ciśnień

$$H_t = \frac{p_t}{\rho g} + z \quad (5.3.2)$$

$$H_s = \frac{p_s}{\rho g} + z \quad (5.3.3)$$

$$H_w = \frac{p_w}{\rho g} + z_w \quad (5.3.4)$$

$$H_k = \frac{p_k}{\rho g} + z_k \quad (5.3.5)$$

gdzie:

z ; z_w ; z_k – wysokości, przedstawione na rysunku 5.3.

Moc elektryczna

$$P_e = ((W_1 + W_2) \times 400 \times 2,5) / 100 \quad (5.3.6)$$

gdzie:

W_1 – wskazanie watomierza 1

W_2 – Wskazanie watomierza 2

400 – zakres napięciowy

2,5 – zakres prądowy

100 – liczba działek na skali watomierza

Moc użyteczna [51]

$$P_u = \rho g Q H \quad (5.3.7)$$

Sprawność pompy [51]

$$\eta = \frac{P_u}{P_e \eta_s \eta_f} \quad (5.3.8)$$

gdzie:

η_s – sprawność silnika elektrycznego $\eta_s = P_n / (I \cdot U \cdot \cos \phi)$

η_f – sprawność falownika

Przeliczenie na stałą prędkość obrotową [51]

- wydajność rzeczywista

$$Q = Q_x \frac{n}{n_x} \quad (5.3.9)$$

- użyteczna jednostkowa praca pompy

$$H = H_x \left(\frac{n}{n_x} \right)^2 \quad (5.3.10)$$

- moc na wale pompy

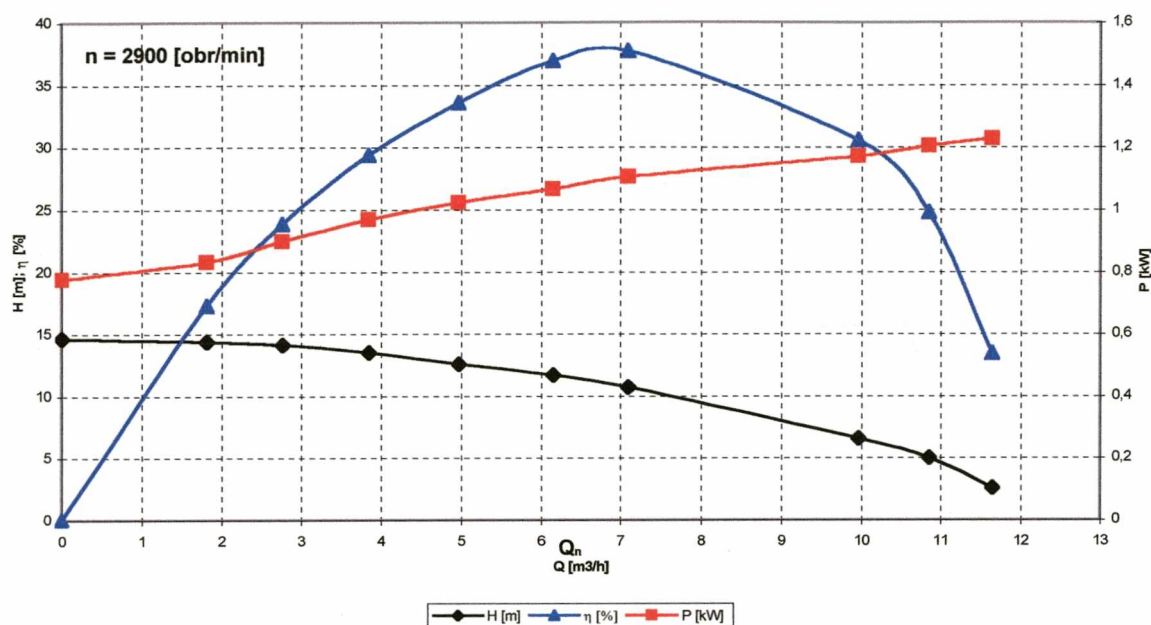
$$P = P_x \left(\frac{n}{n_x} \right)^3 \quad (5.3.11)$$

5.4. WYNIKI POMIARÓW

Charakterystyki energetyczne oraz przebiegi ciśnień wyznaczono przy uwzględnieniu wartości liczbowych, zestawionych w tabeli 5.4. Dane pomiarowe oraz wartości przeliczone zamieszczono w załączniku I-1.

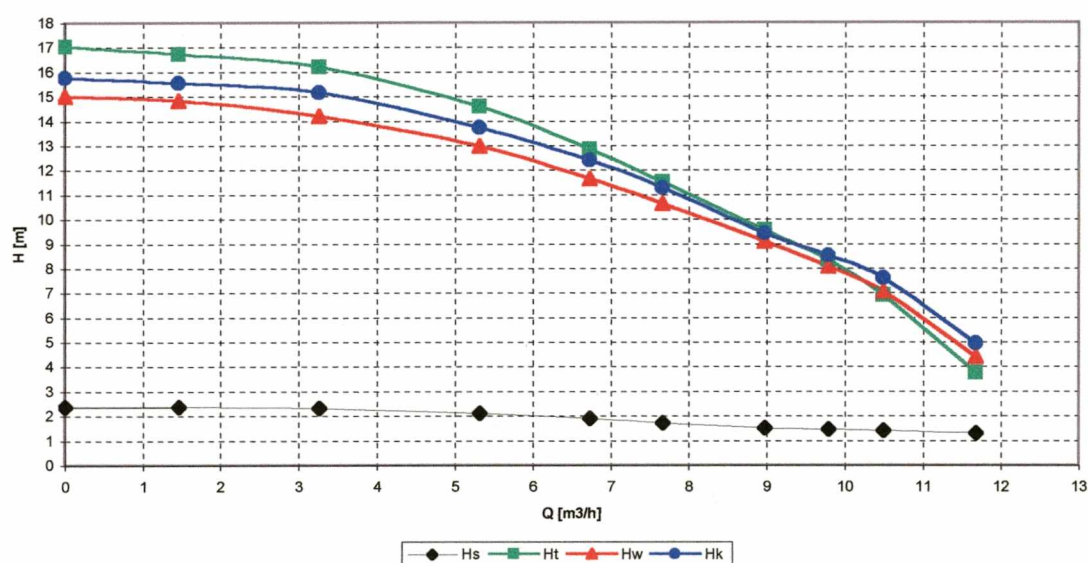
Tabela 5.4 Zestawienie parametrów, wykorzystanych przy wyznaczeniu charakterystyk energetycznych pompy modelowej.

Parametr	Symbol	Wartość	Jednos.
gęstość wody (dla $T=20^{\circ}\text{C}$)	ρ	998	kg/m^3
przyspieszenie ziemskie	g	9,81	m^2/s
przekrój wlotowy (kształt pierścieniowy; $D=0,067 \text{ m}$; $d=0,040 \text{ m}$)	A_s	0,00224	m^2
przekrój wylotowy (kształt kołowy $d=0,004 \text{ m}$)	A_t	0,00196	m^2
sprawność falownika	η_f	0,95	
wysokość manometrów względem osi pompy	z	0,38	m
wysokość manometrów względem punktu pomiaru ciśnienia za wirnikiem	z_w	0,31	m
wysokość manometrów względem punktu pomiaru ciśnienia za przewalem kierownicy	z_k	0,45	m



Rys. 5.7 Charakterystyki energetyczne pompy modelowej

Charakterystyki energetyczne pompy modelowej wyznaczono przy stałej prędkości obrotowej $n=2900$ obr/min i przedstawiono na rysunku 5.7. Na podstawie charakterystyk energetycznych pompy modelowej, wyznaczono parametry optymalnego punktu pracy: $Q = 7,1$ [m³/h]; $H = 11$ [m].

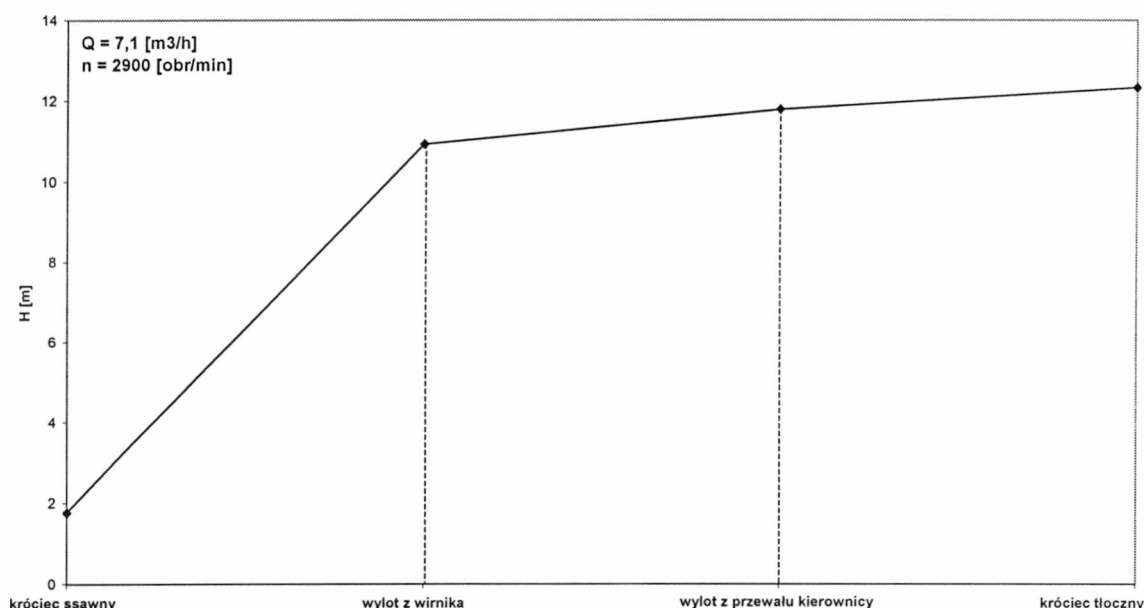


Rys. 5.8 Rozkłady ciśnień w pompie modelowej. H_s – ciśnienie w króćcu ssawnym; H_t – ciśnienie w króćcu tłocznym; H_w – ciśnienie za wylotem z wirnika; H_k – ciśnienie za przewodem w kierownicy.

Na podstawie wykresów przedstawiających przebiegi ciśnień (rys. 5.8), wyznaczono wartości ciśnień odpowiadające wydajności optymalnego punktu pracy. Powyższe wartości posłużyły do ustalenia warunków początkowych obliczeń oraz do weryfikacji modelu numerycznego.

Tabela 5.5 Wartości ciśnień w optymalnym punkcie pracy pompy

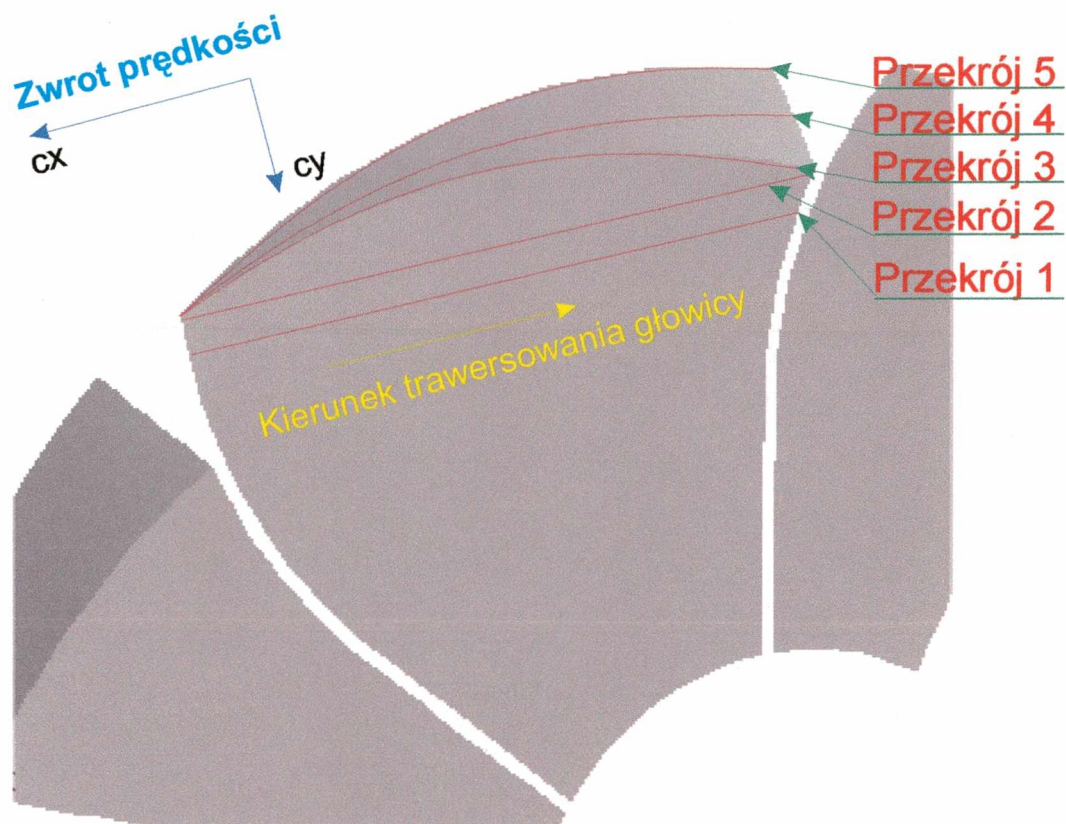
p_s	p_t	p_w	p_k
[m]			
1,75	12,32	10,93	11,78
[Pa]			
17221,09	120721,1	107035,6	115406,6



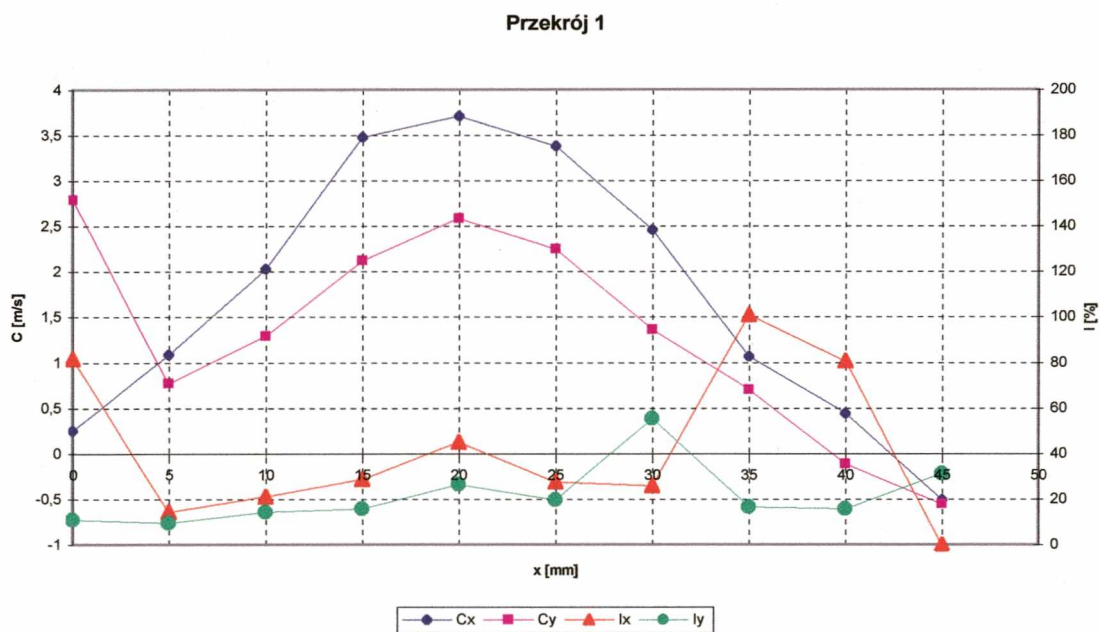
Rys. 5.9 Przyrost ciśnienia w pompie modelowej w optymalnym punkcie pracy

Pomiar rozkładów prędkości

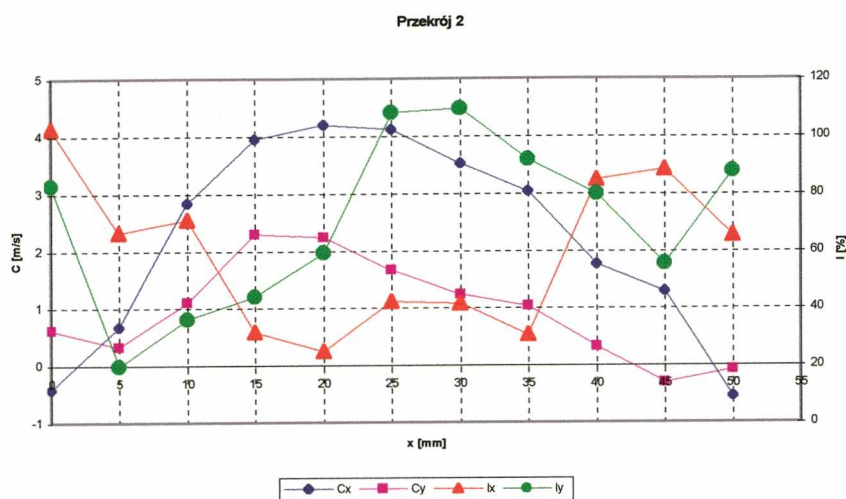
Pomiary rozkładów prędkości wykonano na przewale oraz we fragmencie części dośrodkowej [28] wzdłuż przekrojów pokazanych na rys. 5.10. Mierzono składową prędkości w kierunku osi OX (c_x), składową prędkości w kierunku osi OY (c_y) oraz intensywności turbulencji dla poszczególnych składowych prędkości (I_x , I_y). Kierunek trawersowania głowicy oraz układ osi definiujący zwroty wektorów prędkości przedstawiono na rys. 5.10. Liczbowe dane pomiarowe zamieszczono w załączniku I-2.



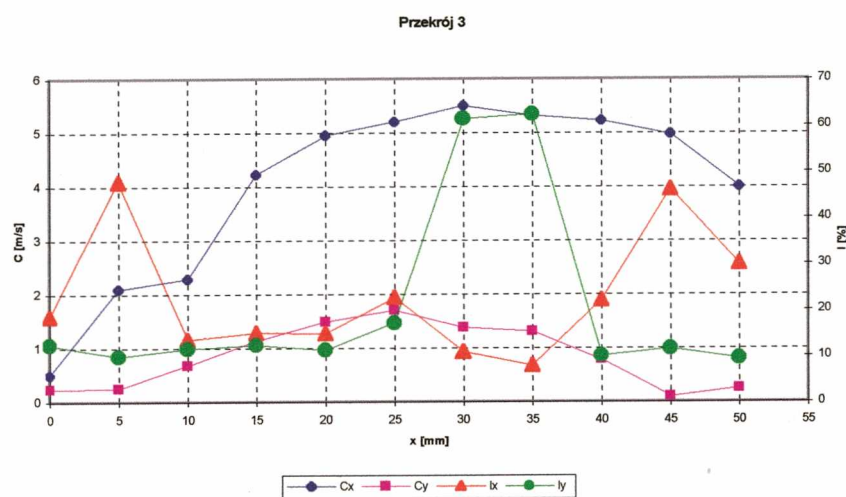
Rys. 5.10 Przekroje pomiarowe



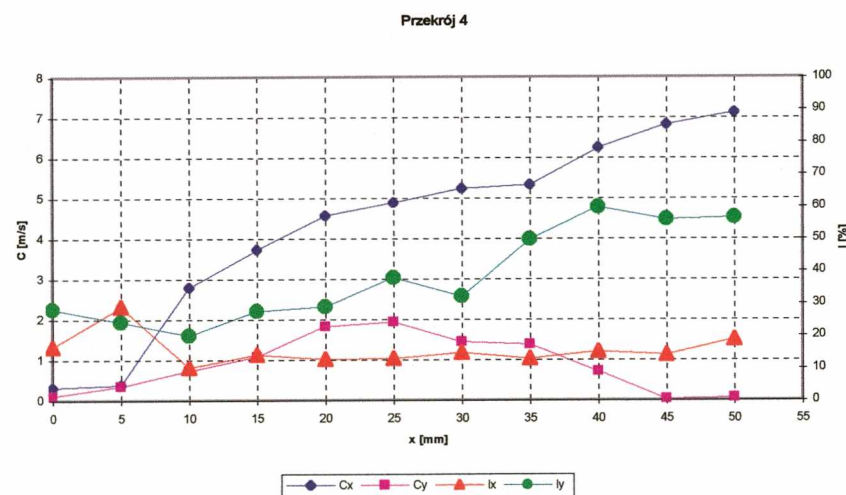
Rys. 5.11 Rozkłady prędkości oraz intensywności turbulencji w przekroju 1



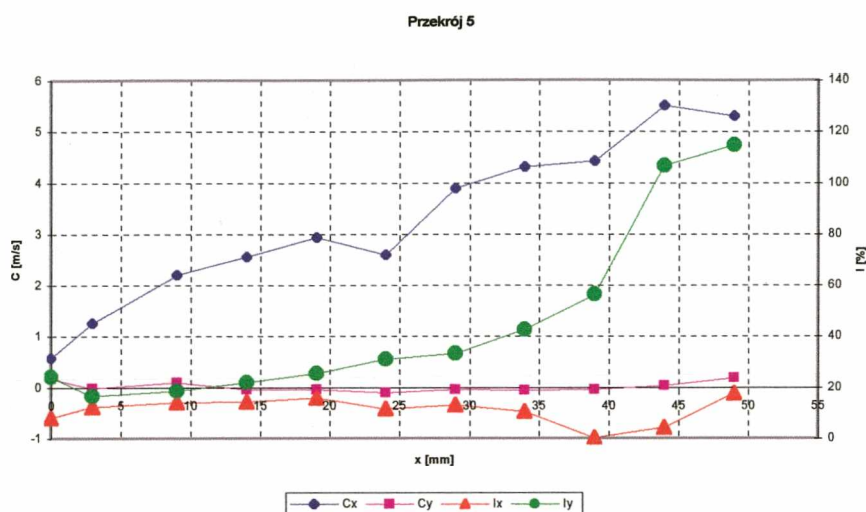
Rys. 5.12 Rozkłady prędkości oraz intensywności turbulencji w przekroju 2



Rys. 5.13 Rozkłady prędkości oraz intensywności turbulencji w przekroju 3



Rys. 5.14 Rozkłady prędkości oraz intensywności turbulencji w przekroju 4



Rys. 5.15 Rozkłady prędkości oraz intensywności turbulencji w przekroju 5

Badania wizualizacyjne

Poniżej przedstawiono przykładowe obrazy z badań wizualizacyjnych, z różnymi rozmiarami pęcherzyków powietrza.



Rys.5.16 Przykładowy wynik badań wizualizacyjnych



Rys.5.17 Przykładowy wynik badań wizualizacyjnych



Rys.5.18 Przykładowy wynik badań wizualizacyjnych

5.5. Dyskusja błędów

5.5.1 Pomiary energetyczne

Błąd pomiaru wydajności

błąd cząstkowy

$$f_Q = \text{klasa} * \text{zakres skali} / \text{wartość odczytu} \quad (5.5.1)$$

błąd całkowity

$$F_Q = (f_Q^2 + F_n^2)^{0,5} \quad (5.5.2)$$

gdzie:

$F_n=0,1$ błąd pomiaru prędkości obrotowej

Błąd pomiaru wysokości podnoszenia

błąd cząstkowy pomiaru ciśnienia tłoczenia

$$f_{pt} = \text{klasa} * \text{zakres skali} / \text{wartość odczytu} \quad (5.5.3)$$

błąd cząstkowy pomiaru ciśnienia ssania

$$f_{ps} = \text{klasa} * \text{zakres skali} / \text{wartość odczytu} \quad (5.5.4)$$

współczynnik wagowy dla p_t

$$x_{pt} = |p_t| / (|p_t| + |p_s|) \quad (5.5.5)$$

współczynnik wagowy dla p_s

$$x_{ps} = |p_s| / (|p_t| + |p_s|) \quad (5.5.6)$$

błąd cząstkowy pomiaru wysokości podnoszenia

$$f_H = (x_{pt} * f_{pt}^2 + x_{ps} * f_{ps}^2)^{0,5} \quad (5.5.7)$$

błąd całkowity pomiaru wysokości podnoszenia

$$F_H = (f_H^2 + F_n^2)^{0,5} \quad (5.5.8)$$

Błąd pomiaru mocy na wale

błąd cząstkowy pomiaru mocy elektrycznej

$$f_w = \text{klasa} * \text{zakres skali} / \text{wartość odczytu} \quad (5.5.9)$$

błąd całkowity wyznaczenia mocy na wale

$$F_{Pe} = (f_w^2 + f_{\eta s}^2 + f_{\eta f}^2 + F_n^2)^{0,5} \quad (5.5.10)$$

gdzie:

$f_{\eta s} = 1$ - błąd wyznaczenia sprawności silnika elektrycznego

$f_{\eta f} = 1$ - błąd wyznaczenia sprawności falownika

Błąd wyznaczenia mocy użytecznej

$$F_{Pu} = (F_H^2 + F_Q^2 + F_p^2)^{0,5} \quad (5.5.11)$$

gdzie:

$F_p = 0,5$ - błąd wyznaczenia gęstości

Błąd wyznaczenia sprawności całkowitej

$$F_{\eta} = (F_{Pu}^2 + F_{Pw}^2)^{0,5} \quad (5.5.12)$$

Błędy bezwzględne pomiaru

Błędy bezwzględne pomiaru obliczane są dla odpowiednich mierzonych wielkości wg ogólnej zależności:

$$\text{błąd bezwzględny} = 0,01 \cdot \text{błąd względny} \cdot \text{wynik pomiaru}$$

Rachunek błędów wykonano dla nominalnego punktu pracy pompy, a wyniki przedstawiono w tabeli 5.6.

Tabela 5.6 Rachunek błędów dla nominalnego punktu pracy

błędy względne (%)	
f_Q	0,43
F_Q	0,44
f_{pt}	0,82
f_{ps}	1,48
x_{pt}	0,90
x_{ps}	0,10
f_H	0,91
F_H	0,93
f_{pe}	0,74
F_w	1,60
F_{pu}	1,04
F_{η}	1,90
błędy bezwzględne	
Q [m³/h]	0,031
H [m]	0,100
P_w [kW]	0,017
η [%]	0,717

Z punktu widzenia dalszych obliczeń numerycznych istotny jest błąd pomiaru wydajności oraz błędy pomiaru ciśnienia (ciśnienie za wylotem z wirnika oraz za przewodem kierownicy zmierzono z błędem porównywalnym z błędem pomiaru ciśnienia tłoczenia). Wyżej wymienione błędy są na akceptowalnym poziomie poniżej jednego procenta.

5.5.2. POMIARY PRĘDKOŚCI MIEJSCOWYCH

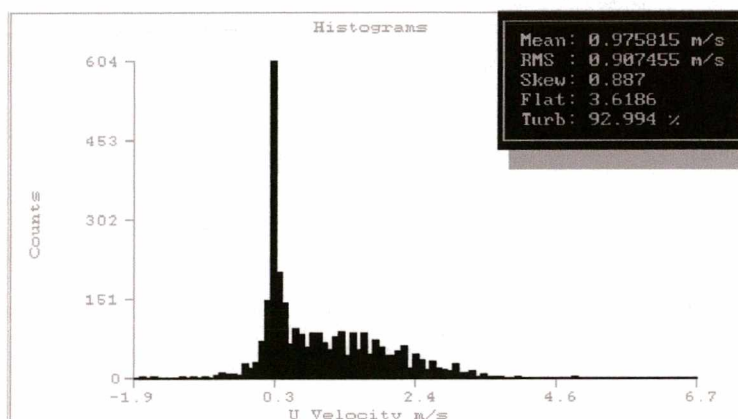
Pomiary prędkości dopplerowskim anemometrem laserowym obarczony jest licznymi błędami, kłopotliwymi do szacowania. W szacowaniu błędów uwzględniono tylko wpływ następujących źródeł błędów:

- Błąd odwzorowania prędkości pojedynczej cząsteczki posiewu na impuls częstotliwościowy sygnału zarejestrowanego przez fotodetektor (współczynnik kalibracji) – zgodnie z danymi producenta anemometru, niepewność wyznaczenia współczynnika kalibracji jest poniżej 1% (zbliża się do 0,1 %)[43, 46, 60]. W pracy błąd spowodowany powyższym czynnikiem oznaczono jako f_c i przyjęto wartość 1%.
- Błąd wyznaczenia częstotliwości dopplerowskiej - zgodnie z danymi producenta anemometru, przy założeniu prawidłowego kształtu przestrzeni pomiarowej oraz współczynnika zniekształcenia sygnału na poziomie 0 db daje niepewność pomiaru mniejszą niż 0,1 % [43, 46, 60]. W pracy błąd spowodowany powyższym czynnikiem oznaczono jako f_f i przyjęto wartość 1%.
- Błąd statystyczny wyznaczenia prędkości średniej - w pracy błąd spowodowany powyższym czynnikiem oznaczono jako f_s i oszacowano w dalszej części rozdziału.

Na dokładność pomiaru metodą LDA wpływają również błędy związane ze zjawiskami towarzyszącymi metodzie pomiarowej. Do głównych zjawisk należą : velocity bias, fringe bias, angle bias, gradient bias. Szczegółowy opis wyżej wymienionych zjawisk dostępny jest w literaturze [1, 5, 43]. W używanym do pomiarów anemometrze zastosowano mechanizmy ograniczające wpływ powyższych zjawisk na dokładność pomiaru

(przesunięcie częstotliwości) [46]. W rachunku błędów nie uwzględniano wpływu powyższych czynników.

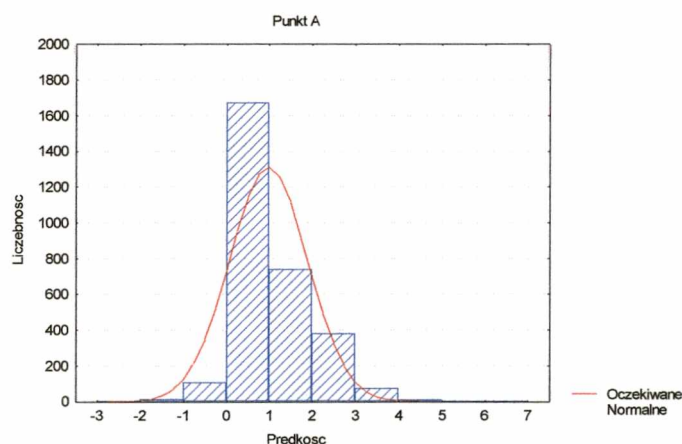
Statystyczny błąd wyznaczenia prędkości średniej wyznaczono na przykładzie analizy statystycznej punktu pomiarowego o wysokiej intensywności turbulencji (rys.5.19).



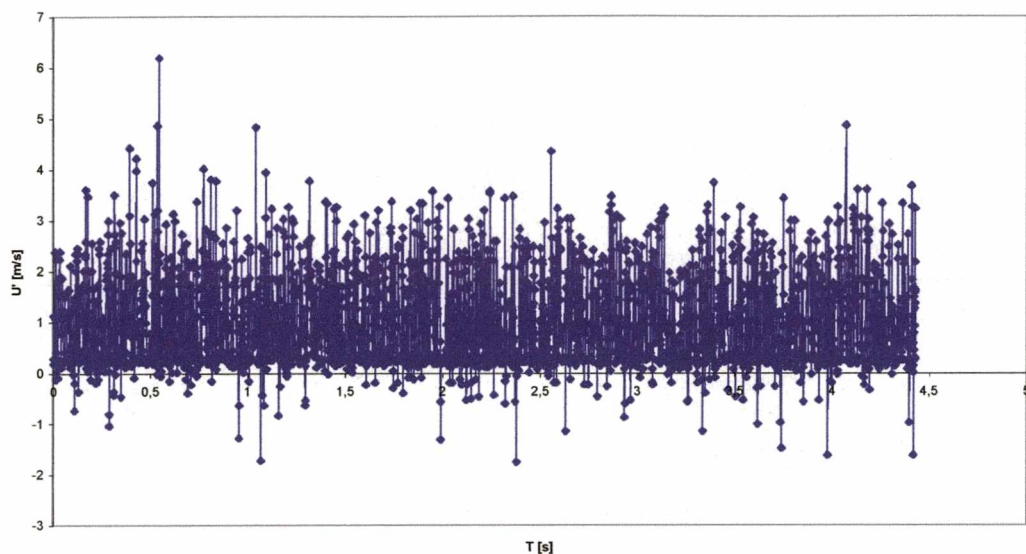
Rys.5.19 Histogram pomiaru prędkości metodą LDA

Tabela 5.7 Dane punktu pomiarowego

Parametr	Symbol	Wartość
Liczebność próbek	N	2985
Częstotliwość próbkowania	f [kHz]	0,67
Czas próbkowania	t [s]	4,43
Prędkość średnia	u_{sr} [m/s]	0,9758
Odchylenie standardowe	σ [m/s]	0,9074



Rys.5.20 Rozkład rzeczywisty i teoretyczny danych pomiarowych



Rys.5.21 Przebieg sygnału dla rozpatrywanego punktu pomiarowego

Błąd standardowy wyznaczenia prędkości średniej obliczono z poniższej zależności [47]:

$$f_s = \sqrt{\frac{\sigma^2}{N}} \cdot 100 \quad (5.5.13)$$

Błąd całkowity metody wyznaczono z zależności:

$$F = \sqrt{f_c^2 + f_f^2 + f_s^2} \quad (5.5.14)$$

Tabela 5.8 Zestawienie błędów dla punktu pomiarowego

Błąd	Punkt A
f_c	1
f_f	1
f_s	1,66
F	2,2

Całkowity, szacunkowy błąd pomiaru prędkości średniej metodą anemometrii laserowej jest na poziomie 2,2 %. Ze względu na pominięcie wielu czynników [1] oraz większy poziom intensywności turbulencji, rzeczywisty błąd całkowity pomiaru może mieć większą wartość niż oszacowana.

6. OBLICZENIA NUMERYCZNE

6.1. RÓWNANIA OPISUJĄCE RUCH CIECZY LEPKIEJ

Ruch płynu opisany jest trzema podstawowymi zasadami fizyki, a mianowicie zasadą zachowania masy pędu i energii. Równania ogólne opisujące powyższe prawa oraz sposób ich wyprowadzenia można znaleźć w literaturze dotyczącej mechaniki płynów [3, 6, 12, 37]. Poniżej przedstawiono równania opisujące prawa zachowania dla cieczy lepkiej przewodzącej ciepło [37].

- *równanie zachowania masy (równanie ciągłości)*

$$\frac{\partial c_x}{\partial x} + \frac{\partial c_y}{\partial y} + \frac{\partial c_z}{\partial z} = 0 \quad (6.1.1)$$

- *równanie zachowania pędu (równanie Naviera i Stokesa)*

$$\frac{dc}{dt} = F - \frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta c \quad (6.1.2)$$

- *równanie zachowania energii*

$$\rho \frac{d}{dt} \left(c_w T + \frac{c^2}{2} \right) = \rho F c - \operatorname{div}(pc) + \mu \operatorname{div} M c + \lambda \Delta T + \rho q \quad (6.1.3)$$

Do zamknięcia powyższego układu równań niezbędne są jeszcze równania konstytutywne, będące wyrazem pewnych własności fizykalnych przyjętego modelu płynu. Dla cieczy lepkiej przewodzącej ciepło, równania konstytutywne można wyrazić następująco [37]:

$$\rho = \text{const} \neq 0 \quad (6.1.4)$$

$$E = c_w T \quad c_w = \text{const} \quad (6.1.5)$$

$$\mu = \text{const} \neq 0 \quad (6.1.6)$$

$$\mu_T - \text{dowolne} \quad (6.1.7)$$

$$\lambda = \text{const} \neq 0 \quad (6.1.8)$$

gdzie:

ρ - gęstość płynu;

c_w – ciepło właściwe;

μ - lepkość dynamiczna;

μ_T - lepkość turbulentna;

λ - współczynnik przewodzenia ciepła;

W rozpatrywanym przypadku przepływu cieczy lepkiej przewodzącej ciepło, układ równań (6.1.1) – (6.1.3) jest rozłączny, gdyż ze względu na stałą lepkość (6.1.6), równania (6.1.1) i (6.1.2) tworzą podukład zamknięty o niewiadomych p , c_x , c_y , c_z . Równanie energii jest zależne od dwóch pierwszych i wykorzystuje się je do wyznaczenia pola temperatur.

Opisując ruch płynu na poziomie turbulencji, rozwiązuje się równania zachowania masy i pędu w postaci uśrednionych równań, nazywanych równaniami Reynoldsa [37]:

$$\left. \begin{aligned} \operatorname{div} \bar{c} &= 0 \\ \frac{d\bar{c}}{dt} &= \bar{F} - \frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \nu \Delta \bar{c} + \operatorname{div} R \end{aligned} \right\} \quad (6.1.9)$$

gdzie:

$\bar{c}$, $\bar{p}$, $\bar{F}$ - wartości uśrednione,

R – tensor naprężeń turbulentnych Reynoldsa – składowe zawierają uśrednione iloczyny fluktuacji prędkości.

$$R = \begin{bmatrix} -\overline{\rho c_x c_x} & -\overline{\rho c_x c_y} & -\overline{\rho c_x c_z} \\ -\overline{\rho c_y c_x} & -\overline{\rho c_y c_y} & -\overline{\rho c_y c_z} \\ -\overline{\rho c_z c_x} & -\overline{\rho c_z c_y} & -\overline{\rho c_z c_z} \end{bmatrix} \quad (6.1.10)$$

W przeciwieństwie do układu równań (6.1.1) i (6.1.2) układ równań Reynoldsa (6.1.9) jest nie zamknięty, gdyż sześć niezależnych składowych tensora R jest nieznanymi. Ze względu na konieczność zamknięcia układu równań (6.1.9), powstały hipotezy zamykające nazywane „teoriami” bądź „modelami” turbulencji, mające charakter analogiczny do równań konstytutywnych. Modele turbulencji zostały omówione w dalszej części pracy (rozdział 6.4).

6.2. USTALENIE WARUNKÓW POCZĄTKOWYCH

6.2.1. WŁASNOŚCI CIECZY

Pompa przetłacza wodę czystą o temperaturze 20°C. W obliczeniach zdefiniowano następujące własności cieczy:

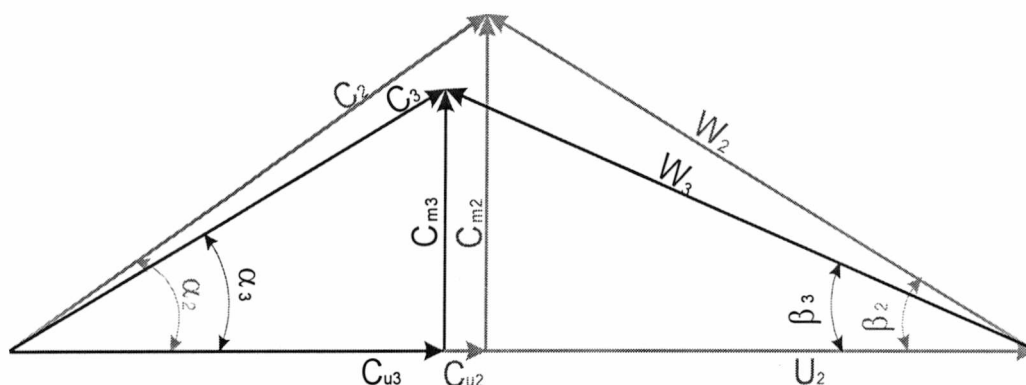
- $\rho=998,2 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- $\mu=0,00103 \text{ [Pas]}$

6.2.2. WLOT MODELU

W modelu numerycznym powierzchnia wylotowa wirnika jest jednocześnie powierzchnią wlotową modelu. Warunek brzegowy na wlocie został zdefiniowany w postaci składowych wektora prędkości na wylocie z wirnika. Wartości liczbowe obliczono na podstawie zmierzonych parametrów pracy stopnia pompy w punkcie optymalnym (Q , H , n) (rys 6.5) oraz znanych wymiarów geometrycznych wirnika (tabela 5.1). Wyniki oraz niezbędne zależności matematyczne zestawiono w tabeli 6.1.

Prędkości definiowano w cylindrycznym układzie współrzędnych (składowe: styczna, promieniowa i osiowa). Do obliczeń przyjęto:

- składowa styczna $c_t=c_{u3}=11,55 \text{ [m/s]}$
- składowa promieniowa $c_r=c_{m3}=1,49 \text{ [m/s]}$
- składowa osiowa $c_a=0 \text{ [m/s]}$



Rys.6.1 Trójkąt prędkości na wylocie z wirnika

Tabela 6.1 Algorytm wyznaczenia składowych prędkości na powierzchni wylotowej wirnika

Parametr	Formuła	Wartość	Jednostka
Parametry optymalnego punktu pracy			
Wydajność	Q	0,00197	[m ³ /s]
Wysokość podnoszenia	H	11	[m]
Prędkość obrotowa	n	2900	[obr/min]
Podziałka na wylocie wirnika	$t_2 = \frac{\pi d_2}{z}$	47,12	[mm]
Składowa obwodowa grubości łopatki	$s_{u2} = \frac{s}{\sin \beta_2}$	2,96	[mm]
Współczynnik przesłonięcia wylotu	$\varphi_2 = \frac{t_2}{t_2 - s_{u2}}$	1,067	[---]
Prędkość unoszenia	$u_2 = \frac{\pi d_2 n}{60}$	18,22	[m/s]
Składowa merydionalna prędkości c_2	$c_{m2} = \frac{Q \varphi_2}{\pi d_2 b_2}$	1,59	[m/s]
Składowa obwodowa prędkości c_2	$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2}$	15,94	[m/s]
Składowa merydionalna prędkości c_3	$c_{m3} = \frac{c_{m2}}{\varphi_2}$	1,49	[m/s]
Składowa obwodowa prędkości c_3	$c_{u3} = \frac{c_{u2}}{1 + p}$	11,555	[m/s]

6.2.3. WYLOT MODELU

Warunki początkowe na powierzchni wylotowej modelu zdefiniowano jako ciśnienie statyczne w króćcu tłocznym pompy przy wydajności 7,1 [m³/h] (optymalny punkt pracy pompy). Wartość ciśnienia ustalono eksperymentalnie (rys.5.8, tabela 5.5).

- $p=121798,2$ [Pa]

6.2.4. PARAMETRY TURBULENCJI

Parametry turbulencji zdefiniowano jako:

- Intensywność turbulencji 20%,

- Średnica hydrauliczna na wlocie $d_{hi}=0,005$ [m],
- Średnica hydrauliczna na wylocie $d_{ho}=0,003$ [m]

6.3. WYBÓR PARAMETRÓW OBLICZEŃ

Na podstawie obliczeń porównawczych, zdefiniowano następujące wartości parametrów obliczeń:

- liczba elementów siatki – 33000 elementów;
- wartości współczynników relaksacji - $p=0,1$; $v=0,4$; $k=0,8$; $\varepsilon=0,8$;
- kryteria zbieżności wyników
 - składowe prędkości - 0,0001;
 - pozostałe parametry - 0,001.

W obliczeniach zastosowano algorytm zbieżności „Second-Order Upwind Scheme”.

6.4. WYBÓR MODELU TURBULENCJI ORAZ WERYFIKACJA MODELU MATEMATYCZNEGO

Nie ma jednego uniwersalnego modelu turbulencji, który byłby odpowiedni dla wszystkich rodzajów przepływów występujących w przyrodzie. Powoduje to, że trudno jednoznacznie wybrać hipotezę zamykającą dla danej klasy zjawisk przepływowych. Badacz musi sam dokonać wyboru na podstawie doświadczenia, analizy rozwiązań podobnych problemów, lub wykonując obliczenia porównawcze dla różnych hipotez zamykających.

Program FLUENT daje możliwość obliczeń z sześcioma różnymi modelami turbulencji:

- Spalart-Allmaras (model jednorównaniowy, bazujący na jednym równaniu transportu turbulentnej lepkości kinetycznej),
- Standard k- ε (model dwurównaniowy, bazujący na układzie dwóch równań transportu: energii kinetycznej k oraz dyssypacji energii ε),

- RNG $k-\varepsilon$ (model dwurównaniowy, wywodzący się wprost od modelu standard $k-\varepsilon$. W modelu tym zastosowano matematyczną technikę nazywaną „renormalizacją grup”),
- Realizable $k-\varepsilon$ (model dwurównaniowy, bazuje na modelu standard $k-\varepsilon$, w modelu tym zastosowano nowe równanie opisujące lepkość turbulentną oraz dodatkowy człon w równaniu dyssypacji energii ε),
- RSM - Reynolds Stress Model (w przypadku przepływu 3D model siedmiorównaniowy, równanie transportu energii jest rozwiązywane indywidualnie dla każdej składowej tensora naprężeń Reynoldsa),
- LES - Large Eddy Simulation (zakłada się, że wiry o dużych i średnich rozmiarach są zdeterminowane przez ścianki ograniczające przepływ, natomiast opis wirów o małych skalach jest niezależny od otoczenia. Równanie zachowania pędu można uzyskać, wykorzystując metodę filtrowania wirów o małych rozmiarach. Rozmiar filtru zdeterminowany jest poprzez rozmiar elementu siatki).

Oprócz modelu turbulencji, należy również dokonać wyboru sposobu modelowania zjawisk w warstwie przyściennej (ang. wall functions lub near-wall model). W programie FLUENT dostępne są trzy modele warstwy przyściennej:

- Standard Wall Functions (bazuje na propozycji Laundera i Spaldinga, szeroko stosowana w zastosowaniach przemysłowych),
- Nonequilibrium Wall Functions (w modelu tym oblicza się wartości k i ε w elementach w sąsiedztwie ścianki),
- Two-Layer Zonal Model (w tym modelu, obszar warstwy przyściennej podzielony jest na dwa podobszary: oddziaływania lepkości oraz pełnego przepływu turbulentnego, w pierwszym obszarze obowiązuje model jednorównaniowy Wolfsteina, natomiast w drugim obszarze obowiązuje wybrany model turbulencji).

W pracy przeprowadzono obliczenia dla wszystkich możliwych kombinacji modelu turbulencji oraz modelu warstwy przyściennej. W tabeli 6.2 przedstawiono procentowe odchyłki wybranych wielkości fizycznych od ich wartości średniej (wartość średnią obliczono bez uwzględnienia wyników otrzymanych przy użyciu modelu LES). Największe rozbieżności uzyskano dla modelu Realizable $k - \varepsilon$ + two-layer zonal. Dla pozostałych modeli różnice

ciśnięć statycznych (p_{si} , p_{so} , p_k) wahają się na średnim poziomie 4%, a dla prędkości (c_i , c_o , c_k) 2 %. Większe rozbieżności występują w przypadku energii (k , ε) oraz lepkości turbulentnej (ν_T) co jest spowodowane tym, iż wartości te, dla poszczególnych kombinacji modeli turbulencji, opisane są różnymi równaniami. W analizie pominięto wyniki uzyskane przy użyciu modelu LES, które okazały się znacząco odbiegające od pozostałych (załącznik II-1).

Tabela 6.2 Odchylenie wybranych wielkości fizycznych od ich wartości średniej

Model turbulencji + model warstwy przyściennej	p_{si}	p_{so}	p_k	c_i	c_o	c_k	k	ε	ν_T
(%)									
Spalart-Allmaras	5	0	0	2	3	3	----	----	25
k - ε standard + standard	4	0	0	2	1	1	17	15	16
k - ε standard + nonequilibrium	4	0	0	2	10	3	8	37	31
k - ε standard + two-layer	5	0	0	2	2	4	31	46	19
RNG k - + standard	5	0	1	2	4	4	12	2	11
RNG k - ε + nonequilibrium	5	0	0	2	2	6	10	19	33
RNG k - ε + two-layer	4	0	0	2	0	1	16	18	7
Realizable k - ε + standard	4	0	0	2	0	0	15	12	19
Realizable k - ε + nonequilibrium	5	0	0	2	3	6	7	38	5
Realizable k - ε + two-layer	7	0	0	1	5	9	177	335	127
RSM + standard	1	0	0	1	1	1	3	8	8
RSM + nonequilibrium	0	0	0	1	0	2	15	16	33
RSM + two-layer	0	0	0	0	0	0	0	0	0

gdzie:

- p_{si} – uśrednione ciśnienie statyczne na powierzchni wlotowej modelu
- p_{so} – uśrednione ciśnienie statyczne na powierzchni wylotowej modelu
- p_k – ciśnienie statyczne w punkcie za przewalem kierownicy
- c_i – uśredniona prędkość na powierzchni wlotowej modelu
- c_o – uśredniona prędkość na powierzchni wylotowej modelu
- c_k – prędkość w punkcie za przewalem kierownicy
- k – turbulentna energia kinetyczna
- ε – energia dyssypacji
- ν_T – lepkość turbulentna

W tabeli 6.3 przedstawiono procentowe różnice pomiędzy wartościami ciśnień z badań eksperymentalnych, a wynikami obliczeń numerycznych dla różnych kombinacji modeli turbulencji i modeli warstwy przyściennej. Porównanie przeprowadzono dla trzech charakterystycznych punktów, w których wykonywano pomiar ciśnienia (tabela 5.5). Rozbieżności pomiędzy

wynikami numerycznymi a danymi eksperymentalnymi dla poszczególnych modeli turbulencji są na zbliżonym poziomie i nie przekraczają 10%.

Na podstawie analizy tabel 6.2 i 6.3 można wyciągnąć wniosek, iż za wyjątkiem modelu LES oraz Realizable $k-\epsilon$ + two-layer zonal, wszystkie kombinacje modeli turbulencji i modeli warstwy przyściennej dają zbliżone wyniki wartości prędkości i ciśnień.

Tabela 6.3 Różnice pomiędzy wartościami ciśnień zmierzonymi a obliczonymi

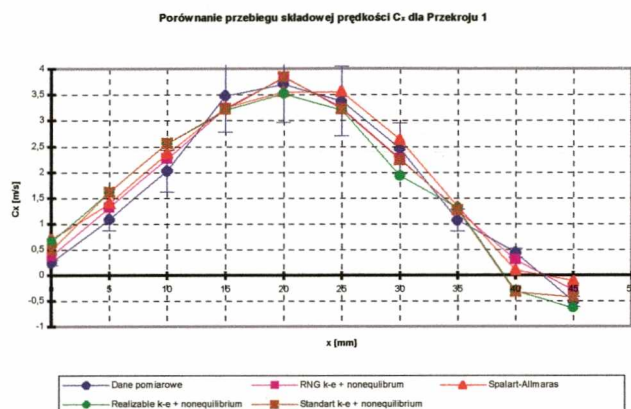
Model turbulencji + model warstwy przyściennej	Punkt pomiaru ciśnienia		
	wylot z wirnika	wylot z kierownicy	za przewalem kierownicy
Spalart-Allmaras	0%	0%	8%
$k - \epsilon$ standard + standard	0%	0%	8%
$k - \epsilon$ standard + nonequilibrium	0%	0%	10%
$k - \epsilon$ standard + two-layer	1%	0%	9%
RNG $k - \epsilon$ + standard	1%	0%	9%
RNG $k - \epsilon$ + nonequilibrium	0%	0%	9%
RNG $k - \epsilon$ + two-layer	1%	0%	8%
Realizable $k - \epsilon$ + standard	0%	0%	8%
Realizable $k - \epsilon$ + nonequilibrium	0%	0%	9%
Realizable $k - \epsilon$ + two-layer	2%	0%	8%
RSM + standard	3%	0%	9%
RSM + nonequilibrium	4%	0%	8%
RSM + two-layer	4%	0%	8%

Ze względu na zbliżone wyniki uzyskiwane dla poszczególnych kombinacji modeli turbulencji, do dalszych analiz wybrano modele najbardziej „ekonomiczne” obliczeniowo. Biorąc pod uwagę czas obliczeń, liczbę iteracji, przebieg krzywej zbieżności oraz wytyczne zamieszczone w dokumentacji programu [7, 53], kolejne analizy przeprowadzono dla czterech kombinacji modeli turbulencji:

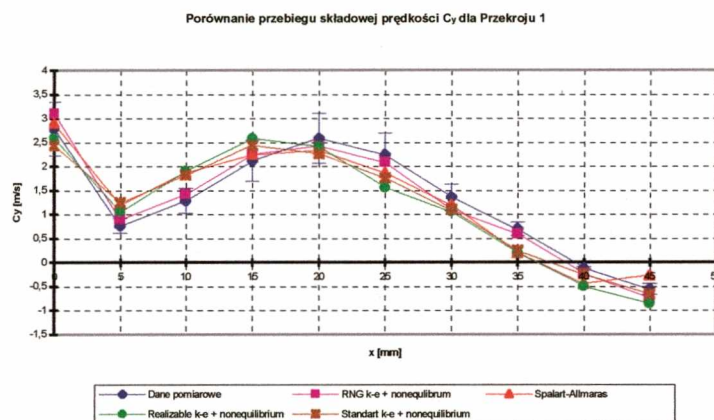
- Spalart-Allmaras,
- $k-\epsilon$ standard + nonequilibrium,
- RNG $k-\epsilon$ + nonequilibrium,
- Realizable $k-\epsilon$ + nonequilibrium.

Dla wybranych wariantów przeprowadzono porównanie przebiegów składowych prędkości c_x i c_y na przewale i w części dośrodkowej z wynikami eksperymentalnymi uzyskanymi przy użyciu metody LDA (rozdział 5). Analizę

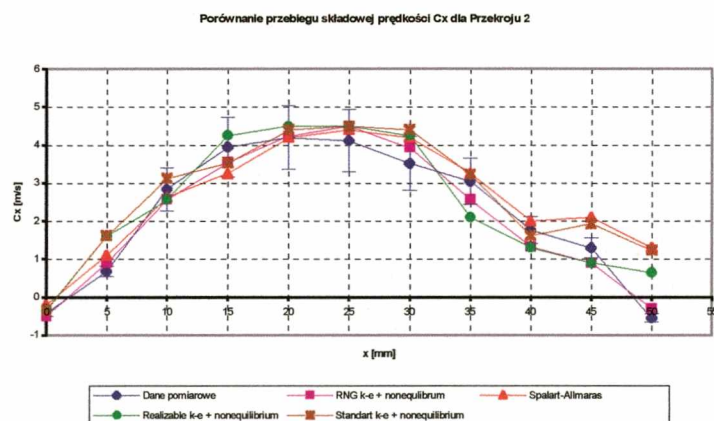
wykonano w przekrojach pomiarowych, zgodnie rysunkiem 5.10. W celu łatwiejszej oceny różnic pomiędzy wynikami doświadczalnymi a numerycznymi, na wykresach zaznaczono dwudziesto procentową rozpiętość wyników doświadczalnych. Wartości liczbowe zestawiono w załączniku II-2.



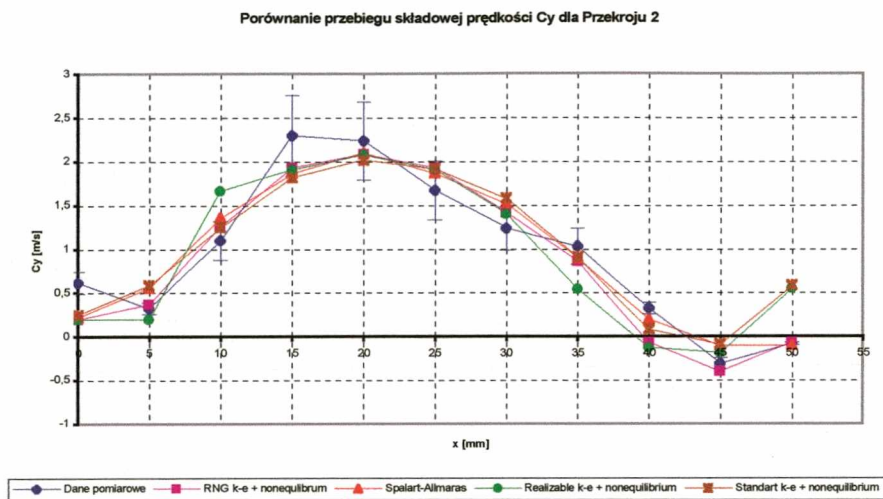
Rys. 6.2 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_x dla Przekroju 1



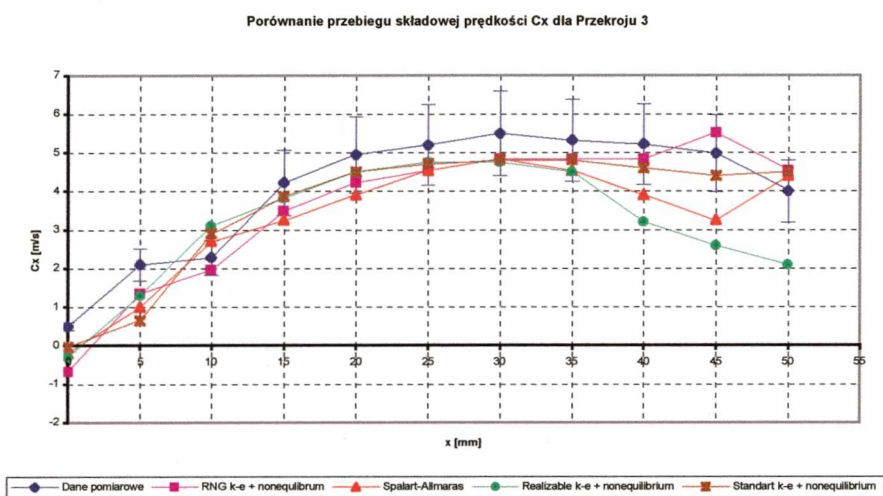
Rys. 6.3 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_y dla Przekroju 1



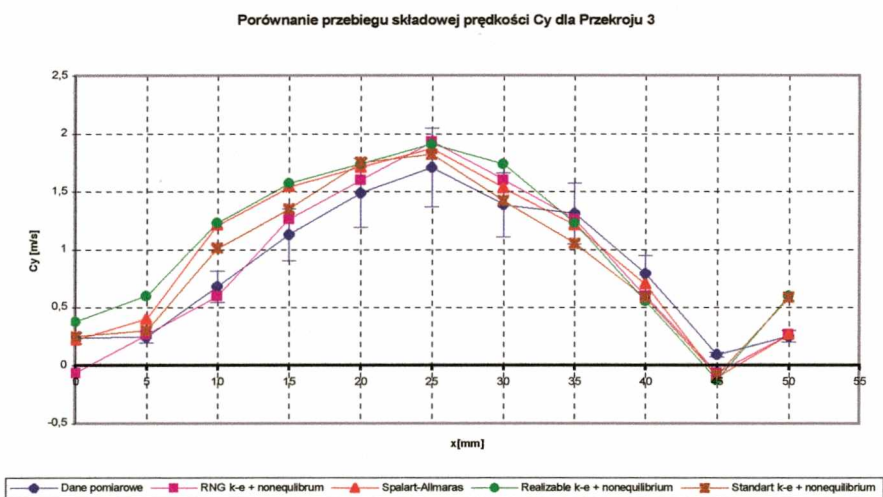
Rys. 6.4 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_x dla Przekroju 2



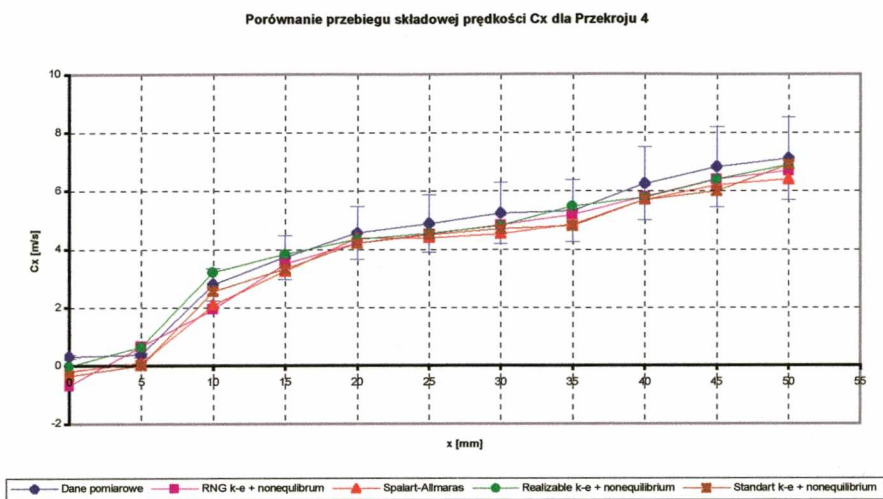
Rys. 6.5 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_y dla Przekroju 2



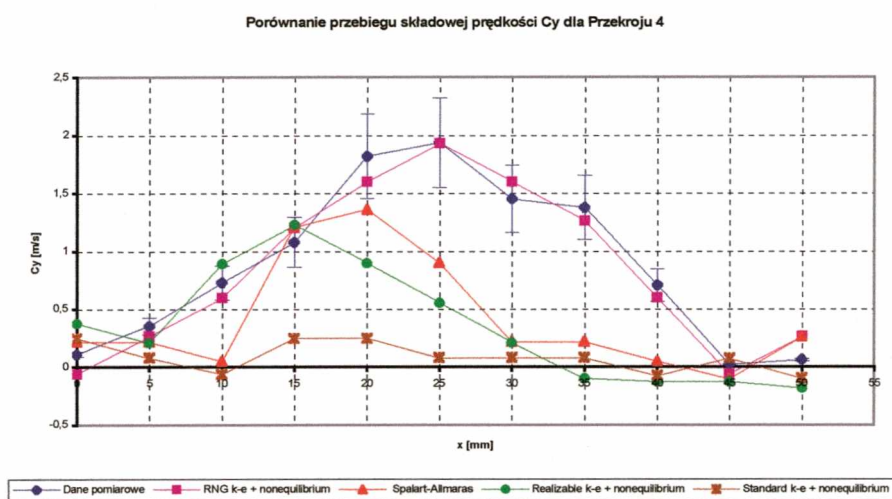
Rys. 6.6 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_x dla Przekroju 3



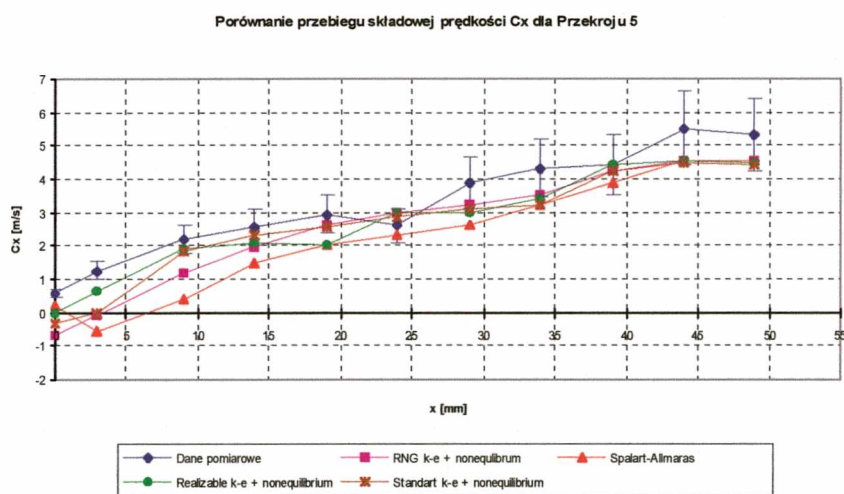
Rys. 6.7 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_y dla Przekroju 3



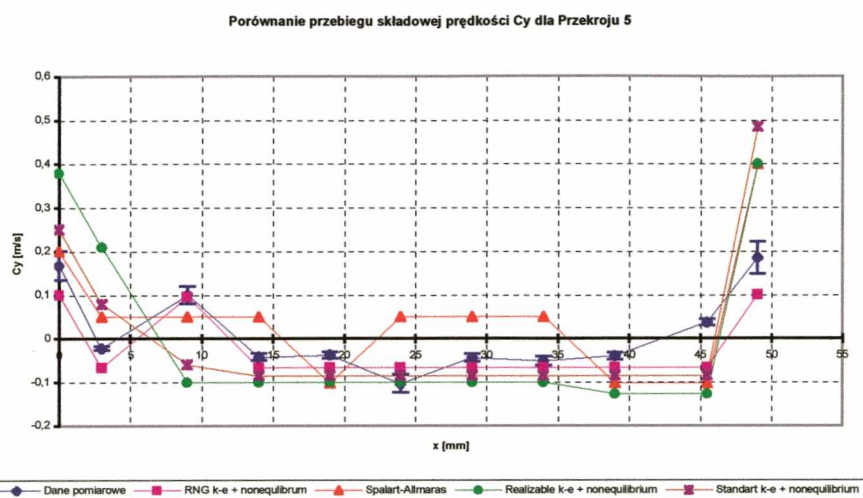
Rys. 6.8 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_x dla Przekroju 4



Rys. 6.9 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_y dla Przekroju 4



Rys. 6.10 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_x dla Przekroju 5



Rys. 6.11 Porównanie przebiegu składowej prędkości c_y dla Przekroju 5

Dla każdego przekroju obliczono średnią rozbieżność danych numerycznych w porównaniu z danymi doświadczalnymi. Wyniki zestawiono w tabeli 6.4.

Tabela 6.4 Średnie rozbieżności danych numerycznych z danymi doświadczalnymi

	S-A		k-ε		RNG k-ε		Real. k-ε	
	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y	C_x	C_y
Przekrój 1	43%	56%	26%	39%	19%	23%	35%	64%
Przekrój 2	33%	34%	39%	39%	17%	28%	30%	36%
Przekrój 3	22%	25%	18%	18%	17%	20%	26%	45%
Przekrój 4	18%	91%	18%	105%	26%	29%	13%	113%
Przekrój 5	32%	78%	23%	196%	26%	63%	20%	100%

Analizując powyższe wykresy (rys 6.2 do rys 6.11) oraz tabelę 6.4 można wyciągnąć następujące wnioski:

- wysoka zgodność charakteru przebiegu krzywych doświadczalnych i obliczeniowych,
- większość punktów mieści się w dwudziesto procentowej tolerancji danych pomiarowych,
- największe rozbieżności danych numerycznych i pomiarowych występują w okolicach ścianki; w środkowym obszarze przepływu rozbieżności są znacznie mniejsze,
- najlepszą zgodność wyników eksperymentalnych i doświadczalnych uzyskano dla modelu turbulencji RNG k-ε + nonequilibrium.

Dla wybranego modelu turbulencji porównano obraz przepływu uzyskany na drodze obliczeń numerycznych z wynikiem badań wizualizacyjnych (rys.6.12). W przepływie można wyróżnić trzy obszary:

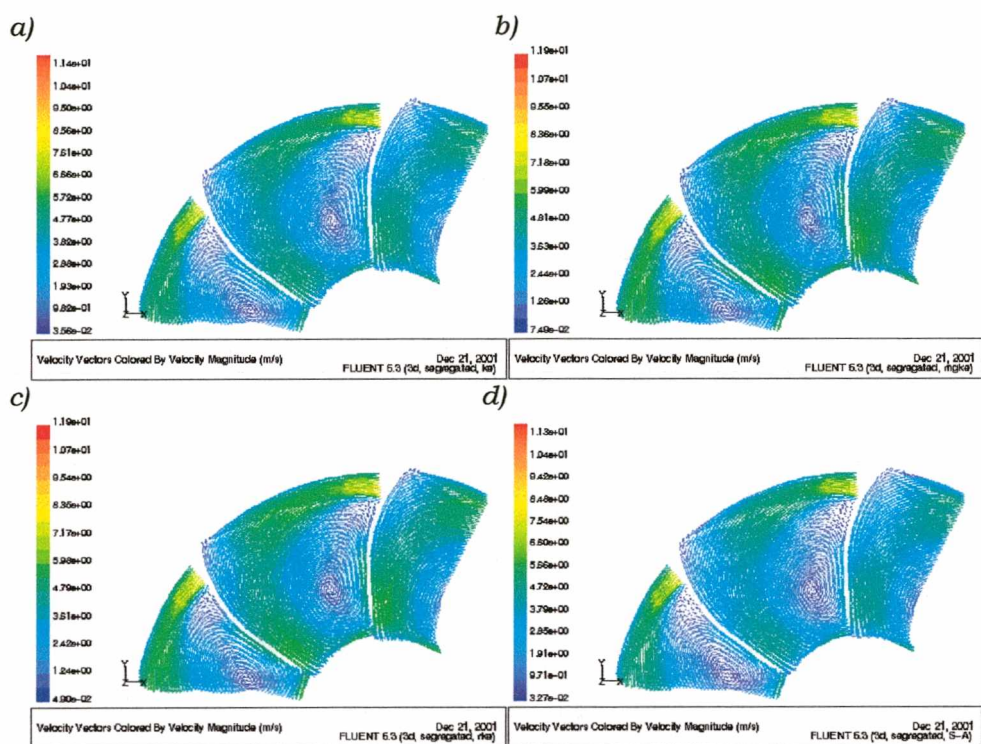
- Obszar 1 – strefa obniżonej prędkości,
- Obszar 2 – główny nurt przepływu,
- Obszar 3 – strefa zawirowań.

Analizując rysunek 6.14 można stwierdzić wysoką zgodność pokrywania się charakterystycznych stref w obszarach przepływu rzeczywistego i obliczeniowego, co dodatkowo potwierdza poprawny sposób przyjętej procedury modelowania przepływu w kierownicy z przewalem sferycznym.

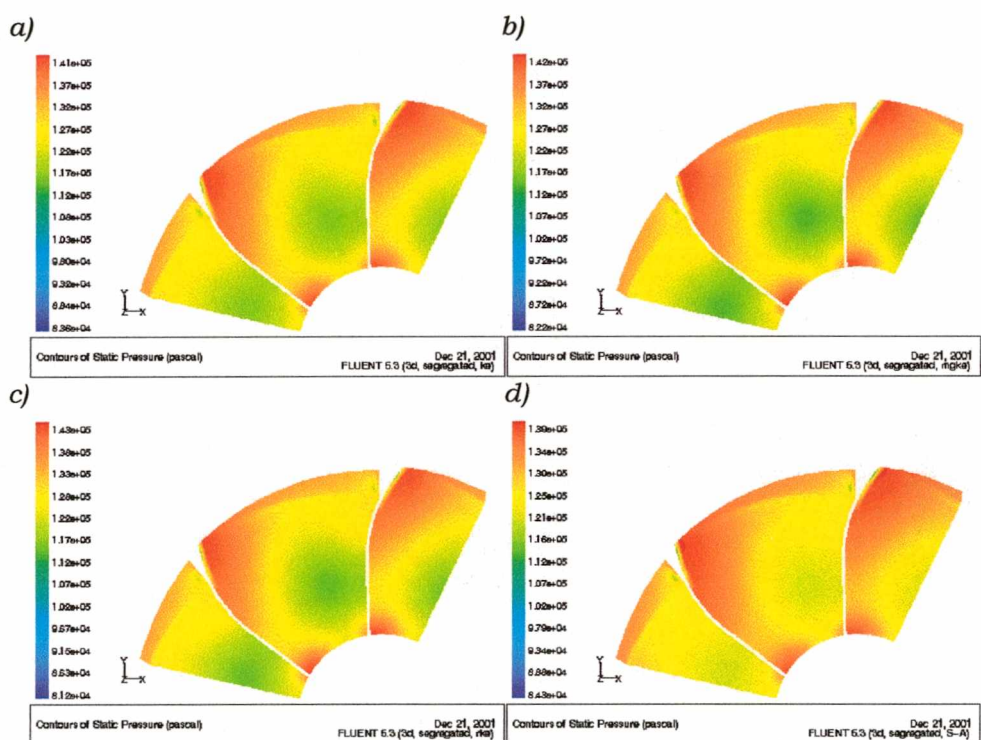
Maksymalnie rozbieżności wyników doświadczalnych i numerycznych sięgają w okolicach ścianki do 150%. Istnieje kilka przyczyn różnic wyników:

- pomiar drugiej składowej prędkości metodą LDA odbywał się poprzez obrót głowicy pomiarowej o kąt 90^0 przez co mogło nastąpić przesunięcie punktu pomiarowego,
- pomiar prędkości odbywał się punktowo, przez co nieznaczny błąd w pozycjonowaniu głowicy na granicy obszarów 1,2,3 (rys.6.14) mógł powodować znaczne rozbieżności wyników,
- wyniki uzyskane przy użyciu poszczególnych kombinacji modeli turbulencji są zbliżone jakościowo; różnice liczbowe są w głównej mierze spowodowane przemieszczeniem granic obszarów 1,2,3 (rys.6.12 i rys.6.13),
- większe rozbieżności wyników stwierdzono w obszarach o większej intensywności turbulencji (większy błąd pomiaru),
- trudny do określenia numeryczny błąd obliczeń,
- trudny do określenia wpływ założeń upraszczających zastosowanych w modelu numerycznym.

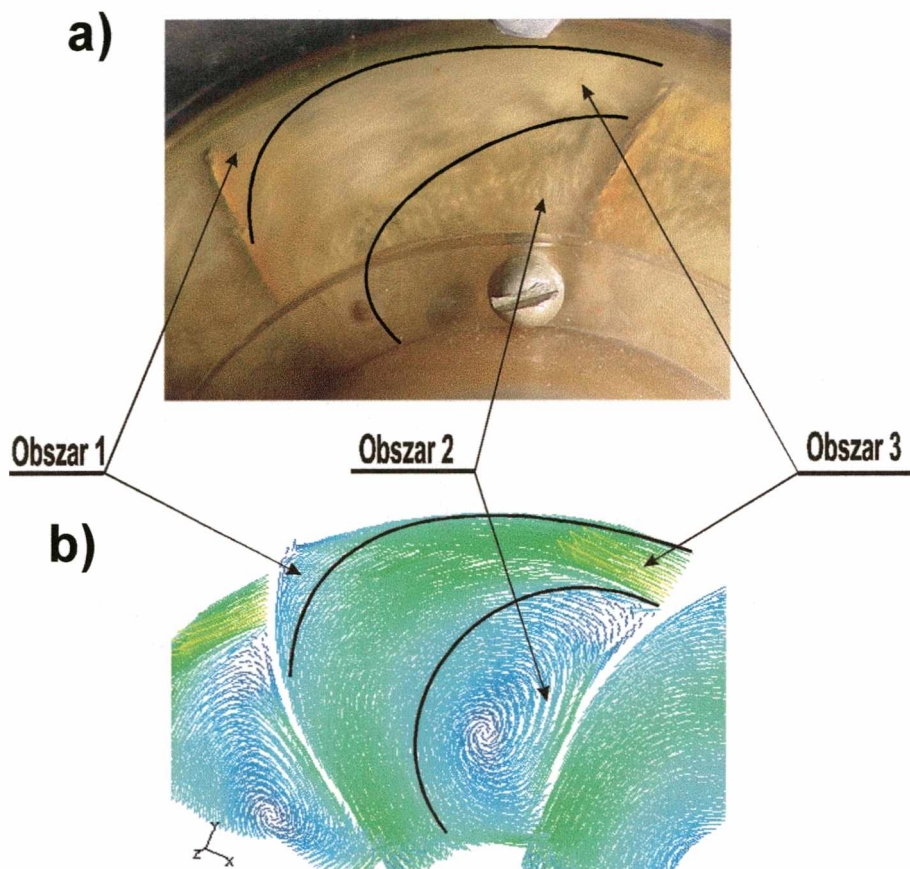
Do dalszych obliczeń wybrano model turbulencji RNG k- ϵ oraz nierównoważny model warstwy przyściennej (nonequilibrium). Taka kombinacja dała najbardziej zbliżone wyniki z badaniami eksperymentalnymi (ok. 30%) oraz uzyskiwano zbieżność wyników przy małej liczbie iteracji (załącznik II-1).



Rys.6.12 Porównanie rozkładów prędkości dla różnych modeli turbulencji:
a) $k-\varepsilon^+$ nonequilibrium; b) RNG $k-\varepsilon^+$ nonequilibrium; c) Realizable $k-\varepsilon^+$ nonequilibrium;
d) Spalart-Allmaras (jednorównaniowy)



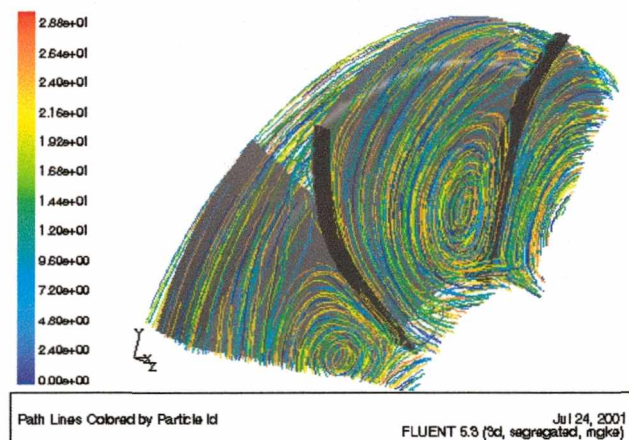
Rys.6.13 Porównanie rozkładów ciśnień dla różnych modeli turbulencji:
a) $k-\varepsilon^+$ nonequilibrium; b) RNG $k-\varepsilon^+$ nonequilibrium; c) Realizable $k-\varepsilon^+$ nonequilibrium;
d) Spalart-Allmaras (jednorównaniowy)



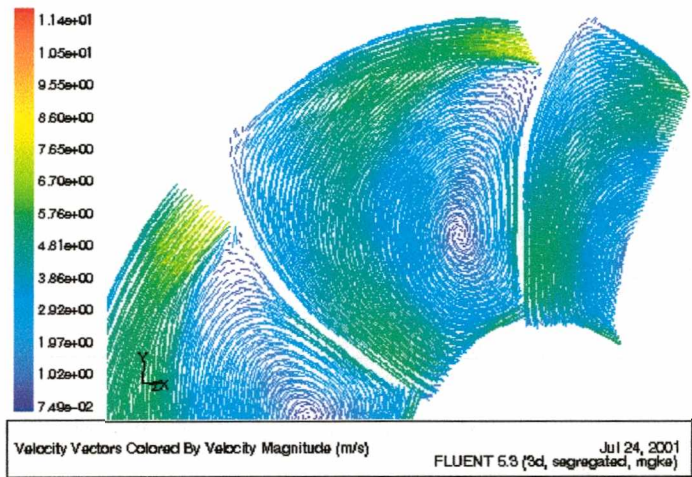
Rys. 6.14 Obrazy przepływu; a) rzeczywisty; b) obliczony

6.5. WYNIKI OBLICZEŃ

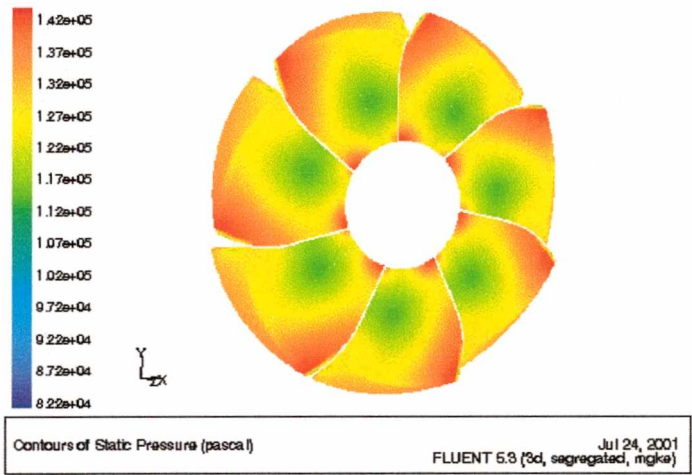
Poniżej zamieszczono niektóre wyniki graficzne obliczeń dla modelu turbulencji RNG k- ϵ + nonequilibrium. Kompletne wyniki dla tego wariantu zamieszczono w załączniku III.



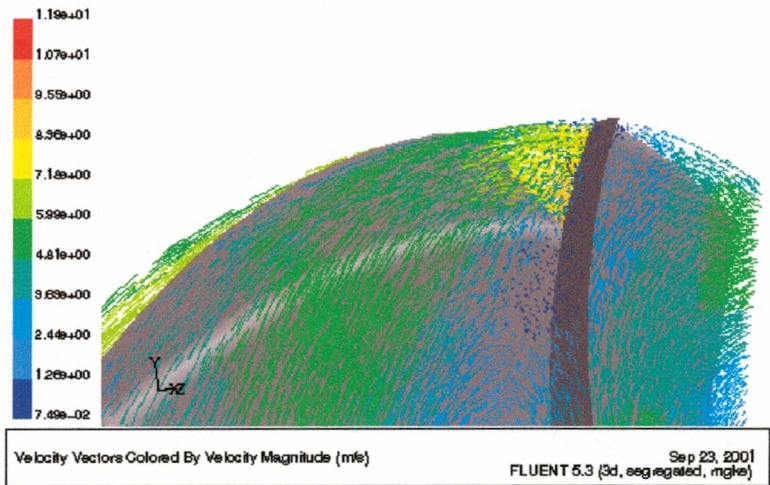
Rys. 6.15 Trajektorie elementów płynu



Rys.6.16 Wektory prędkości na przewale i w części dośrodkowej6.13



Rys. 6.17 Rozkład ciśnienia statycznego w kanałach kierownicy

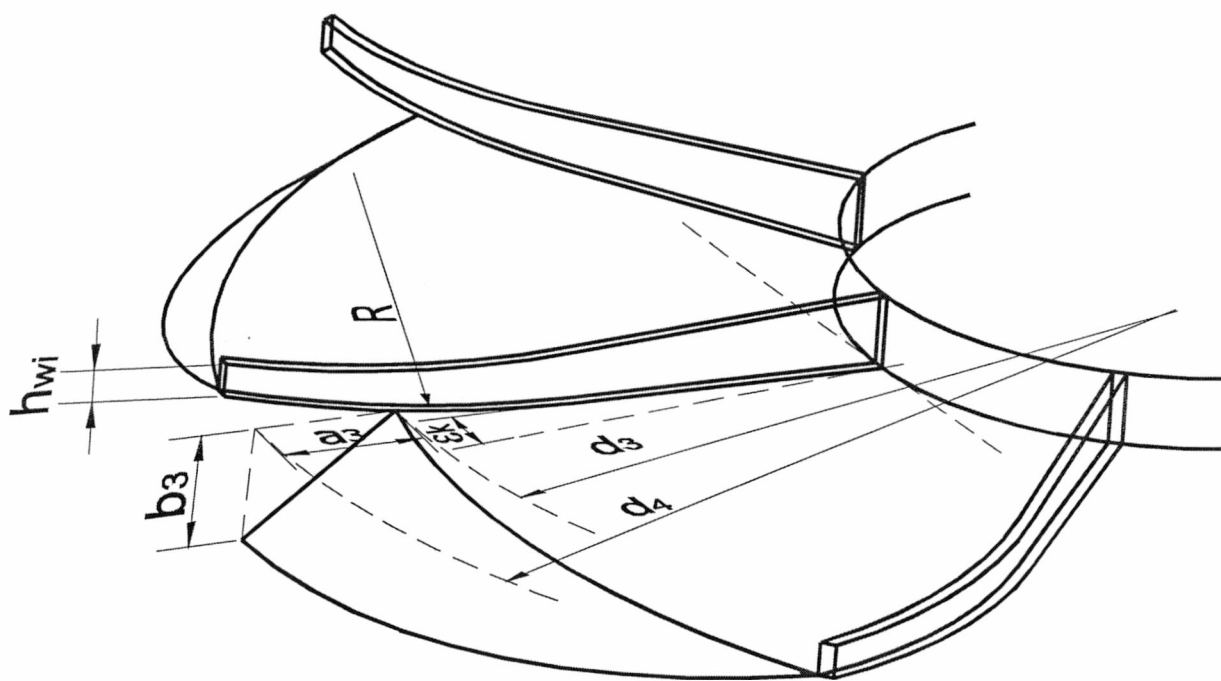


Rys. 6.18 Rozkład prędkości w przekroju wlotowym kierownicy i na przewale

7. WPŁYW PARAMETRÓW KONSTRUKCYJNYCH NA PRACĘ KIEROWNICY

Wykorzystując zweryfikowany model dyskretny, wykonano numeryczną analizę wpływu cech geometrycznych kierownicy z przewalem sferycznym na parametry jej pracy. Jako wariant wyjściowy do badań numerycznych przyjęto kierownicę A4. W trakcie obliczeń zmieniano badany parametr przy zachowaniu niezmienności pozostałych wielkości geometrycznych. W pracy przeanalizowano wpływ następujących wielkości (rys.7.1):

- średnica wlotowa kierownicy d_3 ,
- liczba łopatek kierownicy Z_k ,
- promień łopatki dośrodkowej R ,
- wymiary przekroju wlotowego kierownicy a_3 i b_3 ,
- wysokość kanału dośrodkowego h_{wi} ,
- kąt przegięcia łopatki ε_k .



Rys.7.1 Wymiary charakterystyczne kierownicy z przewalem sferycznym

7.1. KRYTERIA OCENY ROZWIĄZAŃ. FUNKCJA CELU

Główna funkcja kierownicy w pompie wielostopniowej to doprowadzenie cieczy do wlotu wirnika następnego stopnia z możliwie wyrównanym polem prędkości i z minimalnymi stratami, dla tego jako kryteria oceny wariantów rozwiązań przejęto dwa parametry:

- Sprawność kierownicy, definiowaną jako stosunek ciśnienia całkowitego na wylocie do ciśnienia całkowitego na wlocie. Ciśnienie całkowite jest definiowane jako suma ciśnienia statycznego i dynamicznego (7.1.2). Parametr ten określa doskonałość elementu odprowadzenia.

$$\eta = \frac{P_{co}}{P_{ci}} \quad (7.1.1)$$

gdzie:

$$p_c = p_s + \rho \frac{l}{2} c^2 \quad (7.1.2)$$

- Współczynnik wyrównania prędkości, definiowany jako stosunek składowej prędkości prostopadłej do wylotu do prędkości całkowitej. Parametr ten określa warunki pracy wirnika następnego stopnia. Dąży się aby współczynnik ten miał wartość zbliżoną do jedności.

$$k_c = \frac{c_z}{c} \quad (7.1.3)$$

Dla pracy całej pompy wielostopniowej, oba kryteria mają taką samą wagę, dlatego funkcję celu zdefiniowano jako:

$$\Phi(x_1, x_2) = x_1 \cdot x_2 \quad (7.1.4)$$

gdzie:

$$x_1 = \eta$$

$$x_2 = k_c$$

7.2. NUMERYCZNE BADANIA

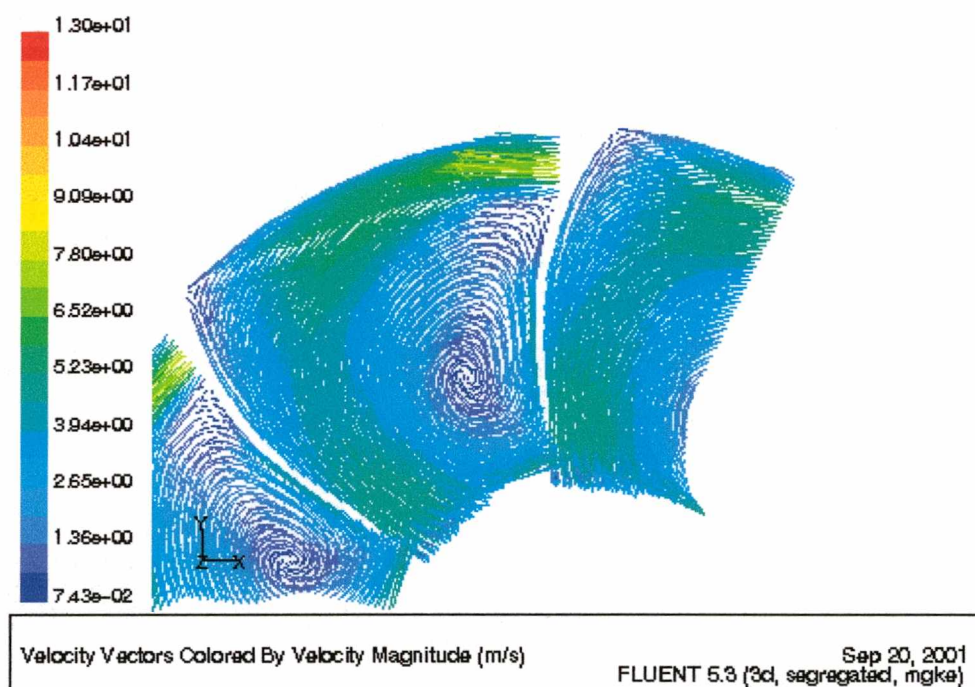
7.2.1. WPŁYW ŚREDNICY WLOTOWEJ KIEROWNICY

Zbadano cztery warianty kierownicy przy różnym stosunku średnic d_2/d_3 . Wyniki przedstawiono w tabeli 7.1. Szarym wypełnieniem wyróżniono wyniki dla kierownicy bazowej A4.

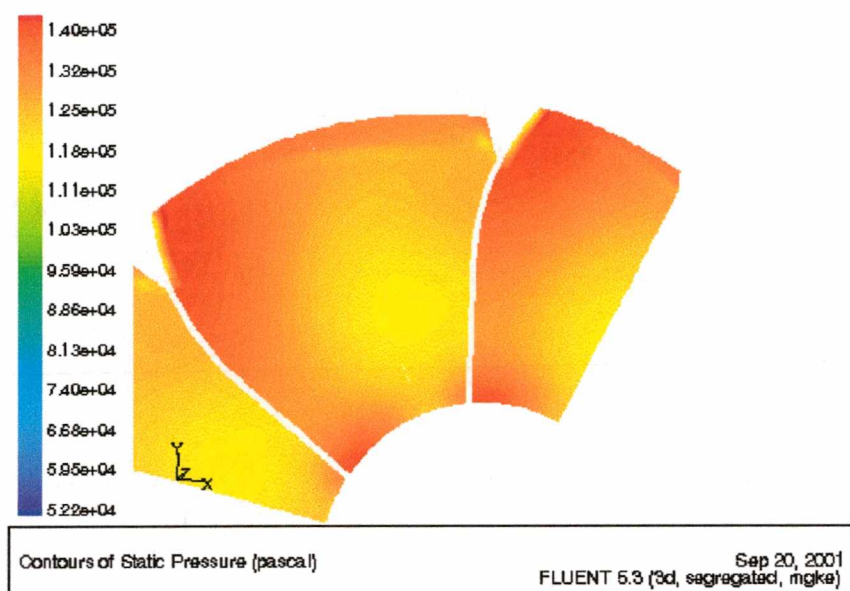
Tabela 7.1 Wpływ średnicy wlotowej

d_2/d_3	p_{ci}	p_{co}	c_o	c_{zo}	η	k_c	$\Phi(\eta, k_c)$
	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]	[-]
1,03 ($d_3 = 116$)	173080,6	129142,2	3,17	2,16	0,746	0,683	0,510
1 ($d_3 = 120$)	165884,1	128019,7	2,94	2,15	0,771	0,734	0,566
0,97 ($d_3 = 124$)	169670	128504,9	3,08	2,15	0,757	0,700	0,530
0,92 ($d_3 = 130$)	168663,9	128583,1	3,15	2,16	0,762	0,686	0,523

Funkcja celu osiąga maksimum przy stosunku średnic $d_2/d_3 = 1$. Taki wynik potwierdza się z badaniami doświadczalnymi zamieszczonymi w pozycjach [32-34]. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $d_2/d_3 = 1$.



Rys. 7.2 Pole prędkości w kanale kierownicy dla wariantu $d_2/d_3 = 1$



Rys. 7.3. Pole ciśnień w kanale kierownicy dla wariantu $d_2/d_3 = 1$

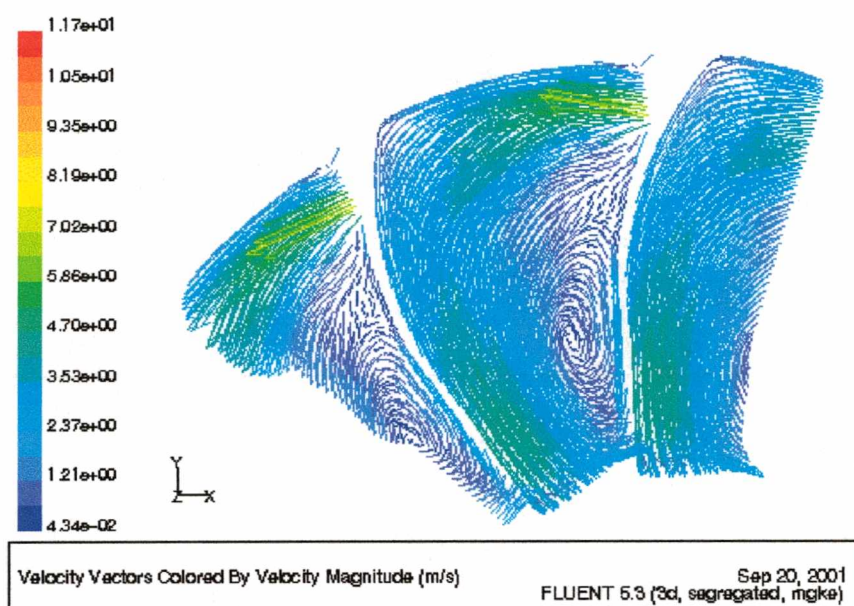
7.2.2. WPŁYW LICZBY ŁOPATEK

Zbadano pięć wariantów kierownicy z różną liczbą łopatek. Wyniki przedstawiono w tabeli 7.2. Szarym wypełnieniem wyróżniono wyniki dla kierownicy bazowej A4.

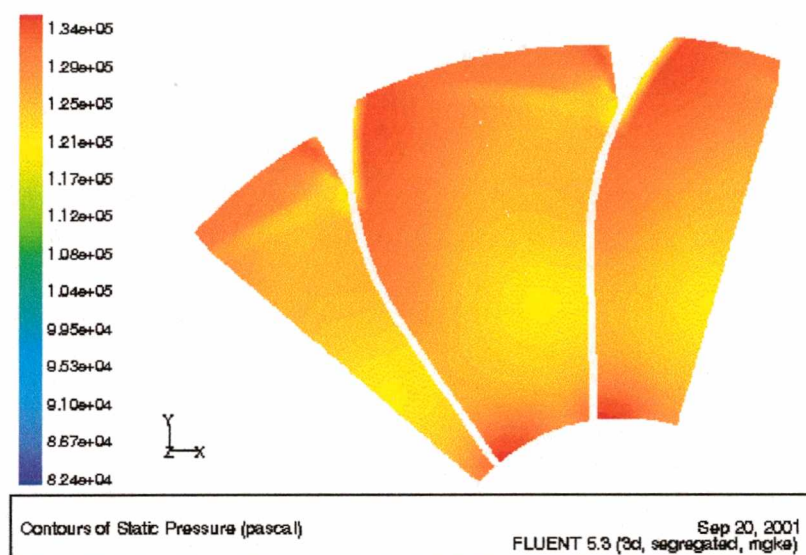
Tabela 7.2 Wpływ liczby łopatek

liczba łopatek Z_k	p_{ci} [Pa]	p_{co} [Pa]	c_o [m/s]	c_{zo} [m/s]	η [-]	k_c [-]	$\Phi(\eta, k_c)$ [-]
6	173565,3	129551,4	3,24	2,15	0,746	0,663	0,495
7	169670	128504,9	3,08	2,15	0,757	0,700	0,530
8	164264,9	127351,4	2,83	2,15	0,775	0,761	0,590
11	163954,1	126417,5	2,611	2,15	0,771	0,826	0,637
12	165201,5	126553,6	2,62	2,15	0,766	0,823	0,630

Funkcja celu osiąga maksimum przy liczbie łopatek $Z_k = 11$. Stosowanie większej liczby łopatek powoduje lepsze wyrównanie prędkości na wylocie, jednak przy zbytym zawężeniu kanałów przepływowych następuje spadek sprawności spowodowany prawdopodobnie wzrostem oporów przepływu. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $Z_k = 11$.



Rys.7.4 Pole prędkości w kanale kierownicy dla wariantu $Z_k = 11$



Rys.7.5 Pole ciśnień w kanale kierownicy dla wariantu $Z_k = 11$

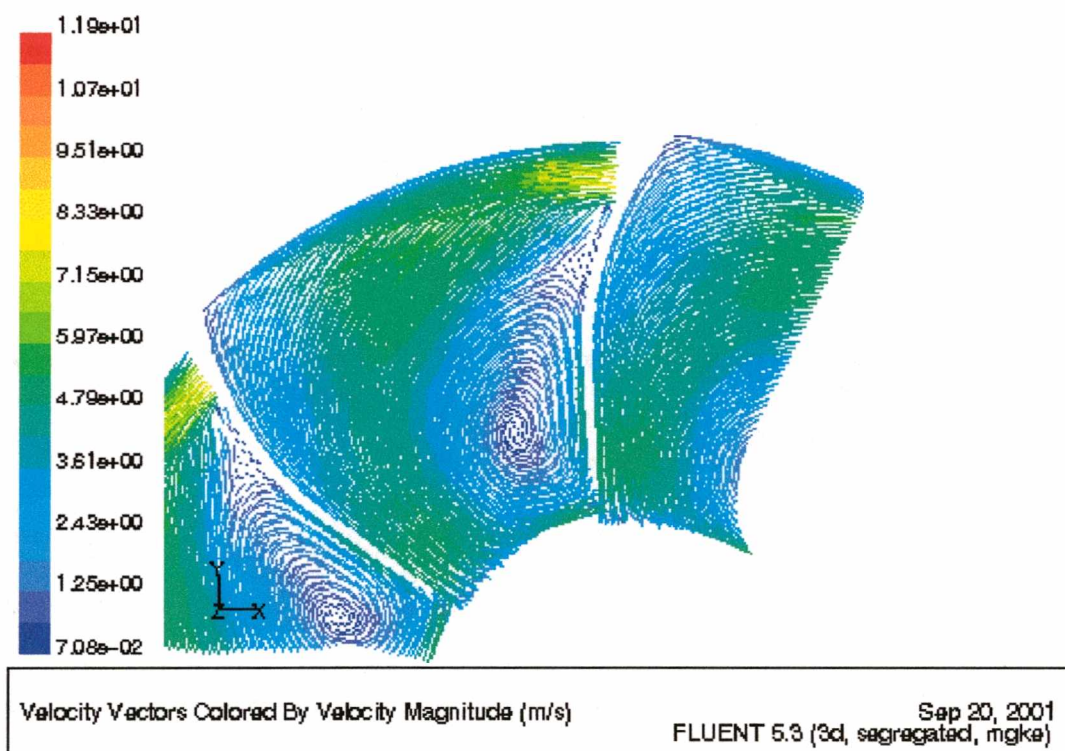
7.2.3. WPŁYW WYSOKOŚCI ŁOPATEK

Zbadano cztery warianty kierownicy z różną wysokością łopatek na wlocie h_{wi} . Wysokość łopatki na wylocie była niezmienna i wynosiła 5,5 mm. Wyznaczano ekwiwalentny kąt rozwarcia powstałego dyfuzora δ_{ekw} . Wyniki przedstawiono w tabeli 7.3. Szarym wypełnieniem wyróżniono wyniki dla kierownicy bazowej A4.

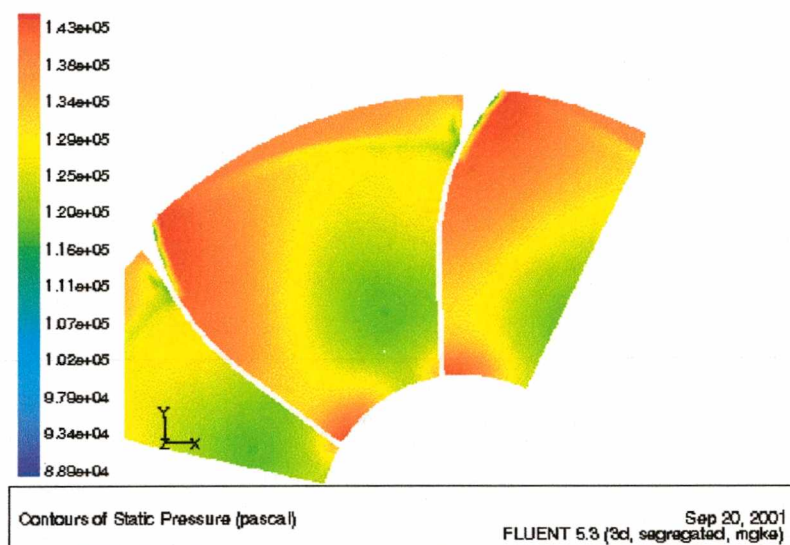
Tabela 7.3 Wpływ wysokości łopatek

Wysokość łopatki	δ_{ekw} [stop]	p_{ci} [Pa]	p_{co} [Pa]	c_o [m/s]	c_{zo} [m/s]	η [-]	k_c [-]	$\Phi(\eta, k_c)$ [-]
1,5	8,54	169411,4	128079,8	3	2,17	0,756	0,722	0,546
2,5	6,41	169670	128504,9	3,08	2,16	0,757	0,701	0,531
4	3,21	172035	128779,5	3,16	2,16	0,749	0,684	0,512
5,5	0,00	169244,9	128538,7	3,2	2,15	0,759	0,673	0,511

Funkcja celu osiąga maksimum przy ekwiwalentnym kącie rozwarcia dyfuzora $\delta_{ekw}=8,54^\circ$ ($h=1,5$ mm). Literatura podaje [15, 25, 27], że optymalne parametry pracy dyfuzorów uzyskuje się przy ekwiwalentnych kątach rozwarcia zawierających się w granicach od 7 do 9 stopni. Jak pokazują wyniki obliczeń zwiększanie δ_{ekw} nieznacznie wpływa na sprawność, poprawia natomiast wyrównanie pola prędkości. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $\delta_{ekw}=8,54^\circ$ ($h=1,5$ mm).



Rys.7.6 Pole prędkości w kanale kierownicy dla wariantu $\delta_{ekw}=8,54^\circ$ ($h=1,5$ mm)



Rys.7.7 Pole ciśnień w kanale kierownicy dla wariantu $\delta_{ekw}=8,54^\circ$ ($h=1,5$ mm)

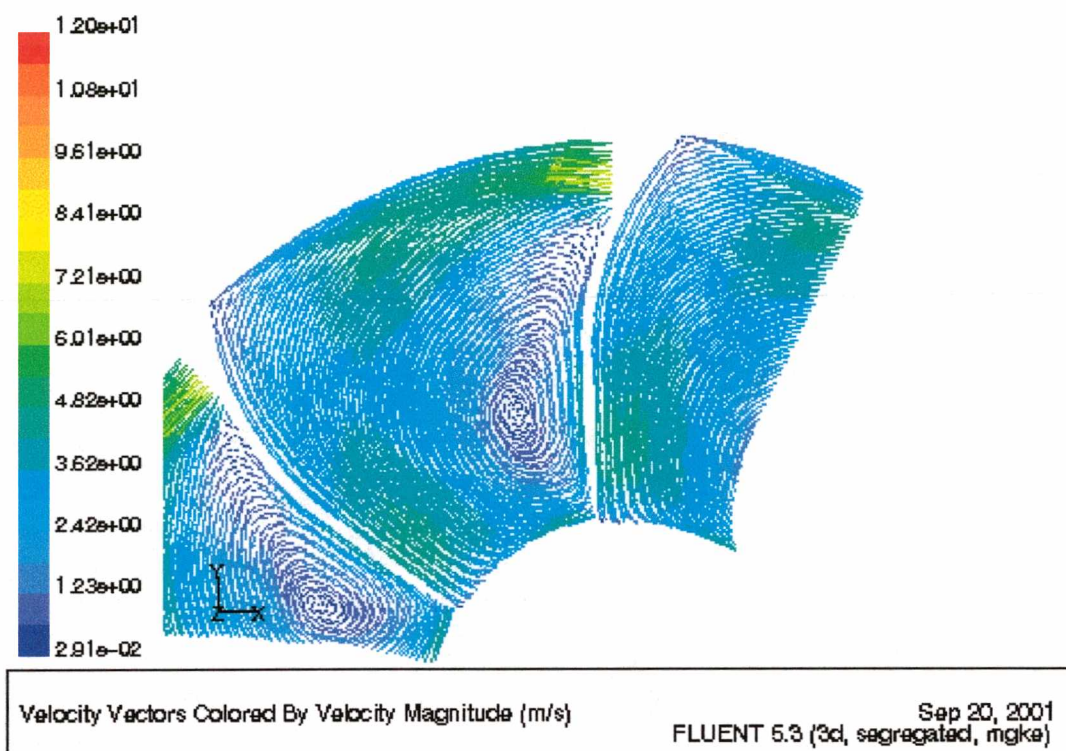
7.2.4. WPŁYW WYMIARÓW PRZĘKROJU WLOTOWEGO PRZEWALU

Zbadano pięć wariantów kierownicy z różnymi wymiarami przekroju wlotowego przewalü a_3 i b_3 , zachowując stałe pole przekroju wlotowego $A_3=40,5$ mm². Wyniki przedstawiono w tabeli 7.4. Szarym wypełnieniem wyróżniono wyniki dla kierownicy bazowej A4.

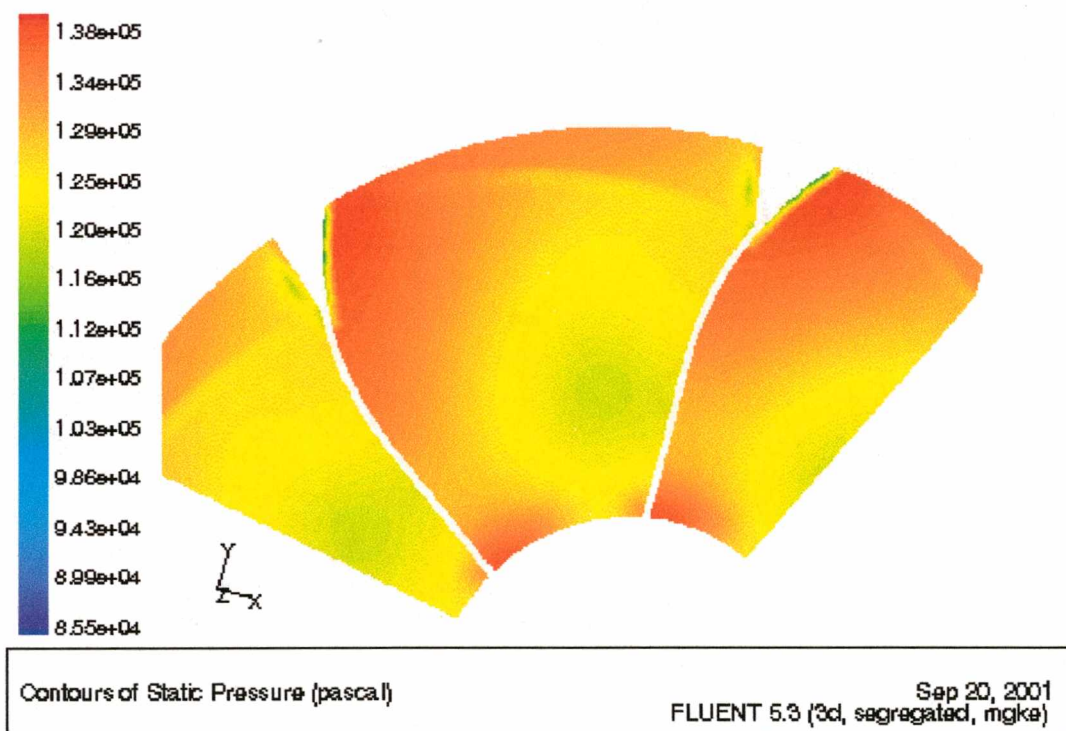
Tabela 7.4 Wpływ wymiarów przekroju wlotowego przewalü

Wym. wlotu przewalü			p_{ci}	p_{co}	c_o	c_{zo}	η	k_c	$\Phi(\eta, k_c)$
a_3	b_3	a_3/b_3							
[mm]	[mm]		[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]	[-]
8,1	10	0,81	168685,4	128073,6	3,00	2,16	0,759	0,720	0,547
8,5	9,5	0,9	170039,7	128682,3	3,14	2,16	0,757	0,689	0,521
9	9	1	169670	128504,9	3,08	2,16	0,757	0,701	0,531
9,5	8,5	1,12	165968,4	127428,9	2,89	2,17	0,768	0,750	0,576
10,125	8	1,25	165880,5	127435,1	2,86	2,16	0,768	0,757	0,582

Funkcja celu osiąga maksimum przy stosunku wymiarów przekroju wlotowego. $a_3/b_3=1,25$. Przy zmianie liczby łopatek, zmienia się również pole wlotu pojedynczego kanału, przez co optymalne wymiary przekroju wlotowego kierownicy mogą być związane z przyjętą liczą łopatek. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $a_3/b_3=1,25$ ($a_3=10,125$ mm; $b_3=8$ mm).



Rys.7.8 Pole prędkości w kanale kierownicy dla wariantu $a_3/b_3=1,25$



Rys.7.9 Pole ciśnień w kanale kierownicy dla wariantu $a_3/b_3=1,25$

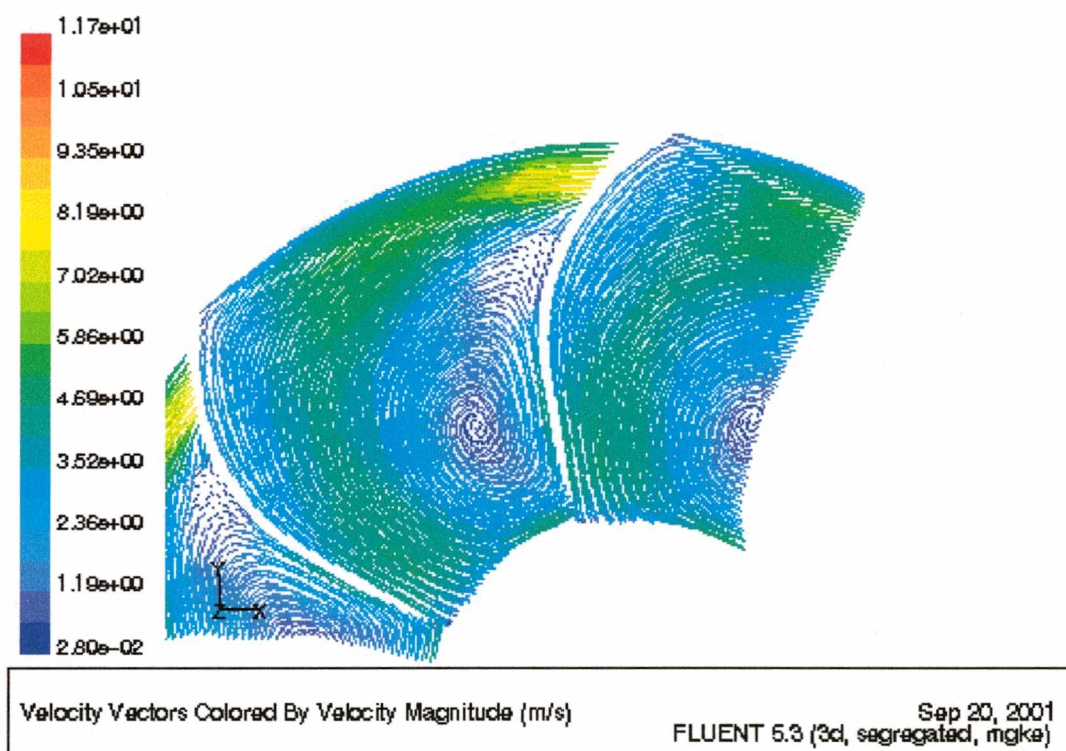
7.2.5. WPŁYW PROMIENIA ŁOPATKI

Zbadano pięć wariantów kierownicy z różnymi wymiarami promienia łopatki dośrodkowej R . Wyniki przedstawiono w tabeli 7.5. Szarym wypełnieniem wyróżniono wyniki dla kierownicy bazowej A4.

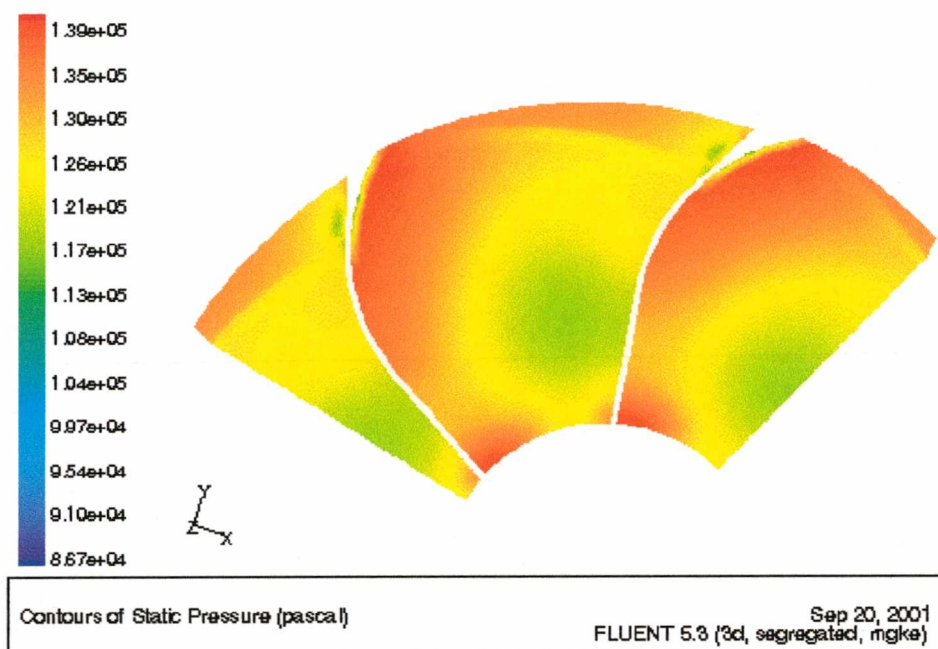
Tabela 7.5 Wpływ promienia łopatki dośrodkowej

Promień R	p_{ci}	p_{co}	c_o	c_{zo}	η	k_c	$\Phi(\eta, k_c)$
[mm]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]	[-]
0	170517,7	128787,2	3,14	2,16	0,755	0,688	0,520
30	167272,6	127761	2,95	2,17	0,764	0,735	0,561
40	169670	128504,9	3,08	2,16	0,757	0,701	0,531
60	170107,5	128236,2	3,01	2,16	0,754	0,716	0,540

Funkcja celu osiąga maksimum dla wartości promienia gięcia łopatki dośrodkowej $R=30$ mm. Można jednak przypuszczać, że optymalny promień jest związany z szerokością kanału (liczbą łopatek) kierownicy. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $R=30$ mm.



Rys. 7.10 Pole prędkości w kanale kierownicy dla promienia $R=30$ mm



Rys. 7.11 Pole ciśnień w kanale kierownicy dla promienia $R=30$ mm

7.2.6. WPŁYW KĄTA PRZEGIĘCIA ŁOPATKI

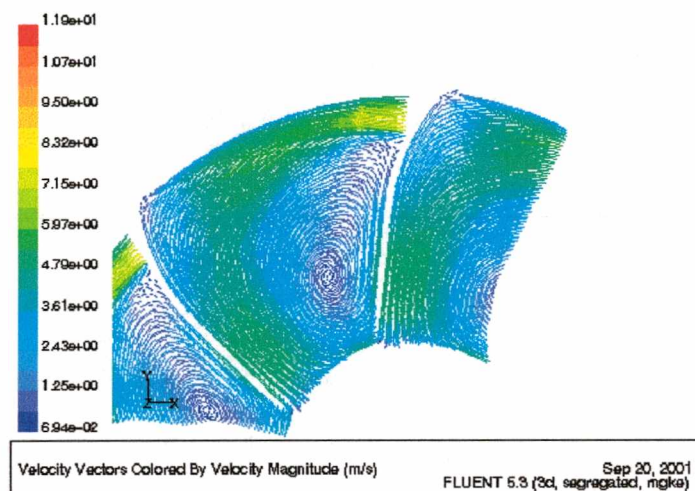
We wszystkich wariantach koniec łopatki dośrodkowej ukształtowano jako odcinek prosty. Zbadano siedem wariantów kierownicy z różnymi kątami pochylenia odcinka prostoliniowego. Wyniki przedstawiono w tabeli 7.6. Szarym wypełnieniem wyróżniono wyniki dla kierownicy bazowej A4.

Tabela 7.6 Wpływ kąta zakończenia łopatki dośrodkowej

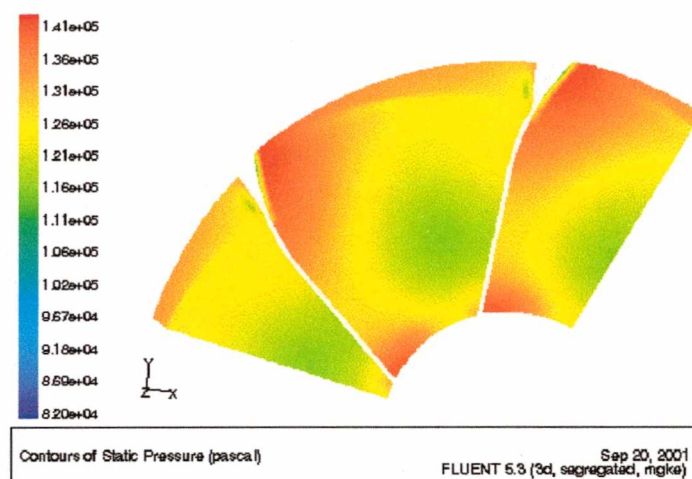
Kąt ε_k	p_{ci}	p_{co}	c_o	c_{zo}	η	k_c	$\Phi(\eta, k_c)$
[stopnie]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]	[-]
-8,5	171722,7	129729	3,41	2,15	0,755	0,631	0,476
0	170335,4	129211,8	3,25	2,15	0,758	0,663	0,502
8,5	169670	128504,9	3,08	2,15	0,757	0,700	0,530
12	168516,6	127946,3	3,00	2,16	0,759	0,718	0,545
18	169741,3	128274,4	3,06	2,16	0,755	0,706	0,533
25	167308,5	127663,5	2,95	2,16	0,763	0,733	0,559
32	169136,8	128004	3,00	2,15	0,756	0,716	0,542

Funkcja celu osiąga maksimum przy kącie przegięcia łopatki dośrodkowej na wylocie $\varepsilon_k=25^\circ$. Literatura zaleca przyjmować kat w zakresie od 5 do 7,50. Prawdopodobnie optymalne wartości kąta ε_k zależą od przyjętej liczby łopatek (szerokości kanału na wylocie) oraz od przyjętego promienia łopatki

dośrodkowej. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $\varepsilon_k=25^\circ$.



Rys.7.12 Pole prędkości w kanale kierownicy dla $\varepsilon_k=25^\circ$



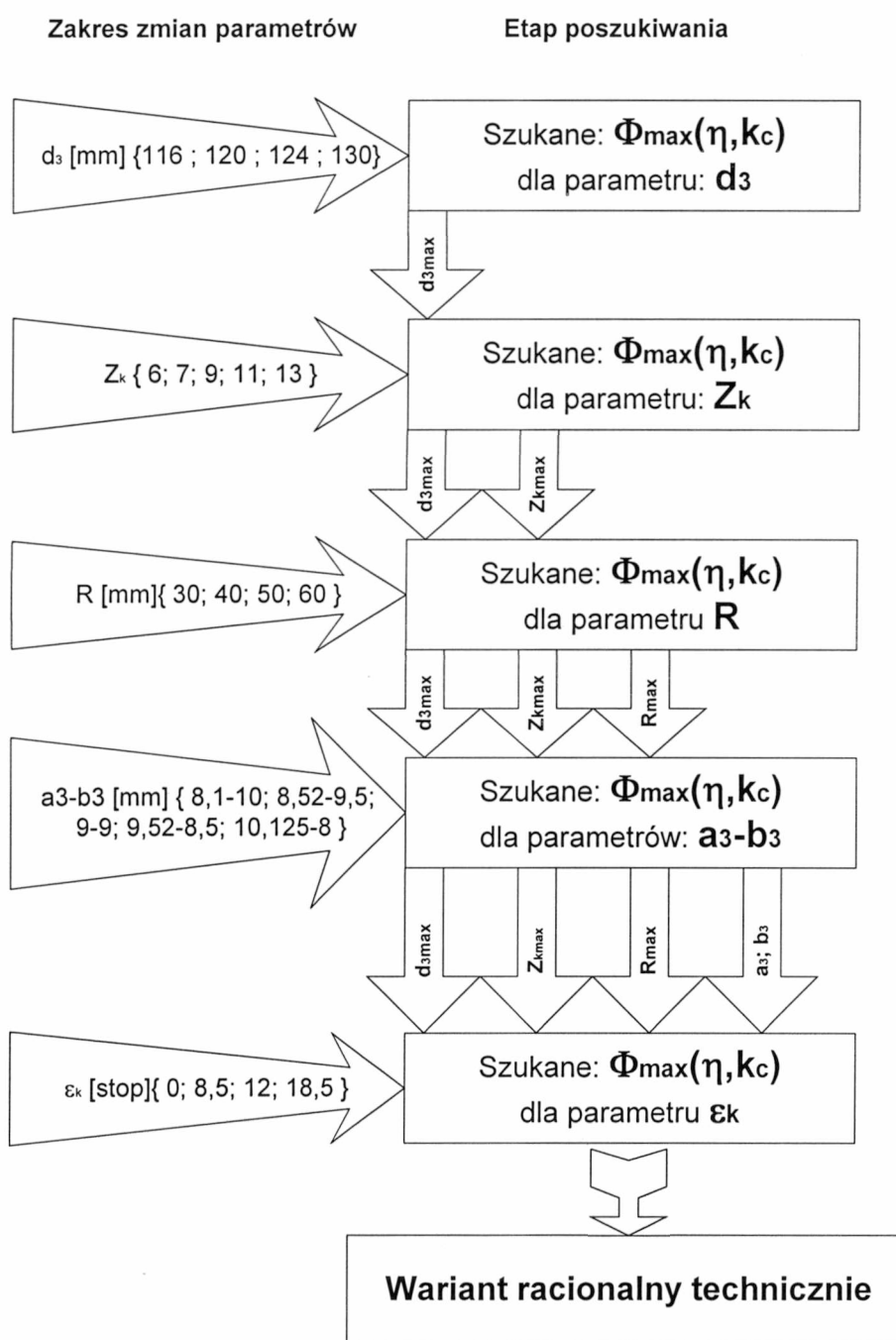
Rys.7.13 Pole ciśnień w kanale kierownicy dla $\varepsilon_k=25^\circ$

7.3. NUMERYCZNA RACJONALIZACJA KSZTAŁTU KIEROWNICY

Racjonalizacja, wg słownika języka polskiego, jest to świadome wprowadzanie zmian dla poprawy funkcjonowania czegoś, usprawnienie.

W celu określenia współzależności pomiędzy poszczególnymi wymiarami geometrycznymi kierownicy, wykonano numeryczną racjonalizację kształtu kierownicy. W odróżnieniu od optymalizacji w której

poszukuje się maksimum globalnego funkcji celu, poszukiwano maksimum lokalnego zgodnie ze schematem przedstawionym na rysunku 7.14. W pracy wykorzystano uproszczoną metodę relaksacyjną poszukiwania rozwiązań [14, 20]. Funkcja celu, została zdefiniowana w rozdziale 7.1. Proces racjonalizacji przeprowadzono dla parametrów geometrycznych badanych i opisanych w rozdziale 7.2. Pominęto wysokość łopatki kierownicy, jako cechę najmniej istotną (rozdział 7.2.3).



Rys. 7.14 Schemat etapów racjonalizacji kształtu kierownicy

Etap I

W pierwszym etapie wykorzystano wyniki zamieszczone w rozdziale 7.2.1. Dla parametru średnicy wlotowej kierownicy d_3 , funkcja celu osiąga maksimum przy stosunku $d_2/d_3=1$, co odpowiada średnicy wlotowej kierownicy równej $d_3=120$ mm.

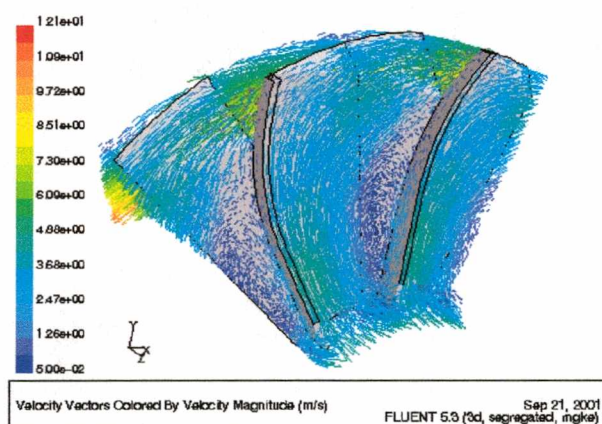
Etap II

W drugim etapie, przy ustalonej średnicy wlotowej kierownicy $d_3=120$ mm, poszukiwano maksimum lokalnego funkcji celu, zmieniając liczbę kanałów międzyłopatkowych kierownicy Z_k . Wyniki zamieszczono w tabeli 7.7. Szarym wypełnieniem wyróżniono wariant o najwyższej wartości funkcji celu.

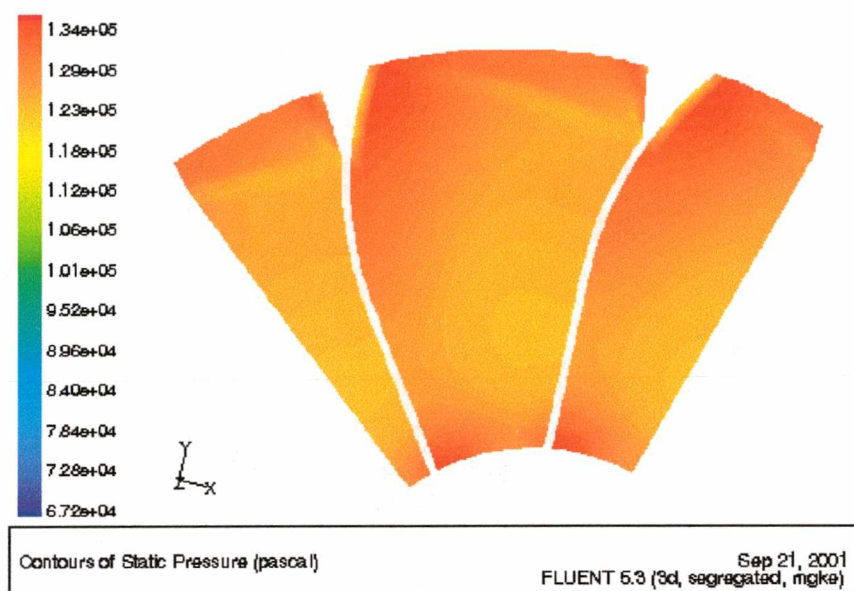
Tabela 7.7 Wyniki drugiego etapu optymalizacji

Liczba łopatek Z_k	p_{ci} [Pa]	p_{co} [Pa]	c_o [m/s]	c_{zo} [m/s]	η [-]	k_c [-]	$\Phi(\eta, k_c)$ [-]
6	176289	129873,9	3,39	2,15	0,737	0,634	0,467
7	165884,1	128019,7	2,94	2,158	0,772	0,734	0,566
9	165666,2	126831,5	2,73	2,16	0,766	0,791	0,606
11	165565,9	126573,8	2,6	2,16	0,764	0,831	0,635
13	165486,2	126339,8	2,65	2,17	0,763	0,819	0,625

Funkcja celu osiąga maksimum dla wariantu jedenastołopatkowego ($Z_k=11$). W stosunku do wariantu siedmiołopatkowego można zaobserwować nieznaczny spadek sprawności, jednak dzięki zastosowaniu większej liczby łopatek uzyskuje się znacznie wyższą wartość współczynnika wyrównania prędkości. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $Z_k=11$.



Rys. 7.15 Pole prędkości dla wariantu $Z_k=11$ ($d_3=120$ mm)



Rys. 7.16 Pole ciśnień dla wariantu $Z_k=11$ ($d_3=120$ mm)

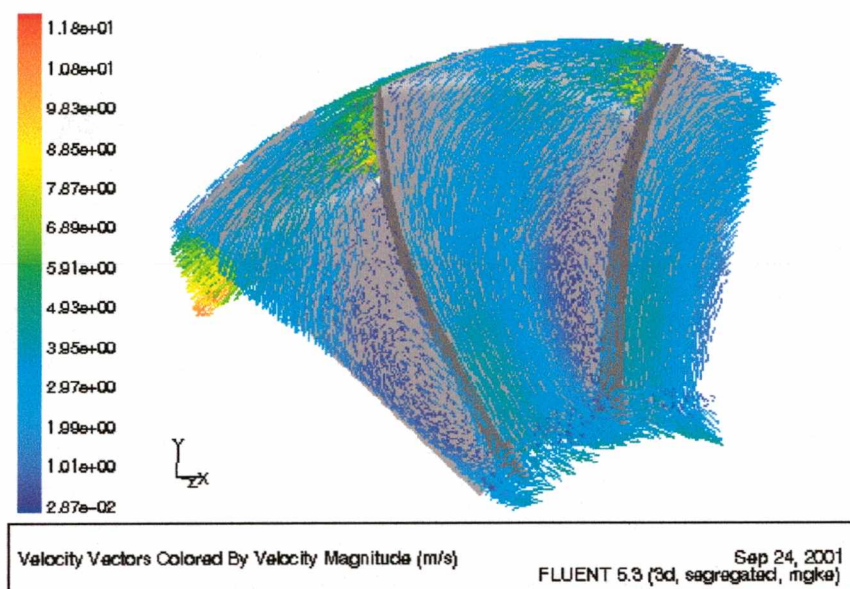
Etap III

W etapie trzecim, przy ustalonej średnicy wlotowej kierownicy $d_3=120$ mm oraz liczbie kanałów międzyłopatkowych $Z_k=11$, poszukiwano maksimum lokalnego funkcji celu, zmieniając wartość promienia łopatki dośrodkowej R . Wyniki zamieszczono w tabeli 7.8. Szarym wypełnieniem wyróżniono wariant o najwyższej wartości funkcji celu.

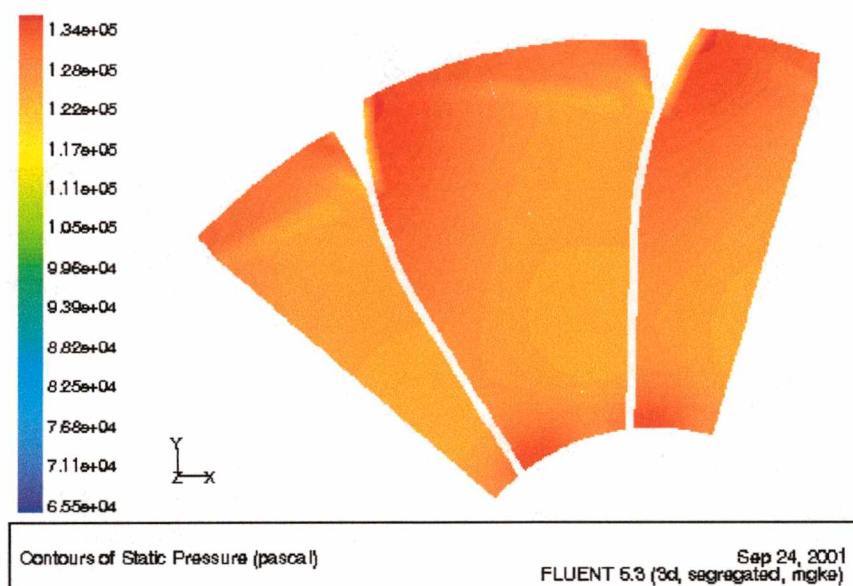
Tabela 7.8 Wyniki trzeciego etapu optymalizacji

Promień R	p_{ci}	p_{co}	c_o	c_{zo}	η	k_c	$\Phi(\eta, k_c)$
[mm]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]	[-]
30	164706	126694,5	2,69	2,16	0,769	0,803	0,618
40	165064,8	126482,8	2,652	2,16	0,766	0,814	0,624
50	163759,4	126470,5	2,622	2,157	0,772	0,823	0,635
60	163829,5	126749,6	2,67	2,16	0,774	0,809	0,626

Funkcja celu osiąga maksimum dla wariantu $R=50$ mm. W stosunku do wariantu $R=60$ mm można zaobserwować nieznaczny spadek sprawności, jednak następuje wzrost wartości współczynnika wyrównania prędkości. Przy zwiększeniu liczby łopatek z 7 (rozdział 7.2.5) na 11, funkcja celu osiągnęła maksimum przy większej wartości promienia R . Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $R=50$ mm.



Rys. 7.17 Pole prędkości dla wariantu $R=50$ mm ($d_3=120$ mm, $Z_k=11$)



Rys. 7.18 Pole ciśnień dla wariantu $R=50$ mm ($d_3=120$ mm, $Z_k=11$)

Etap IV

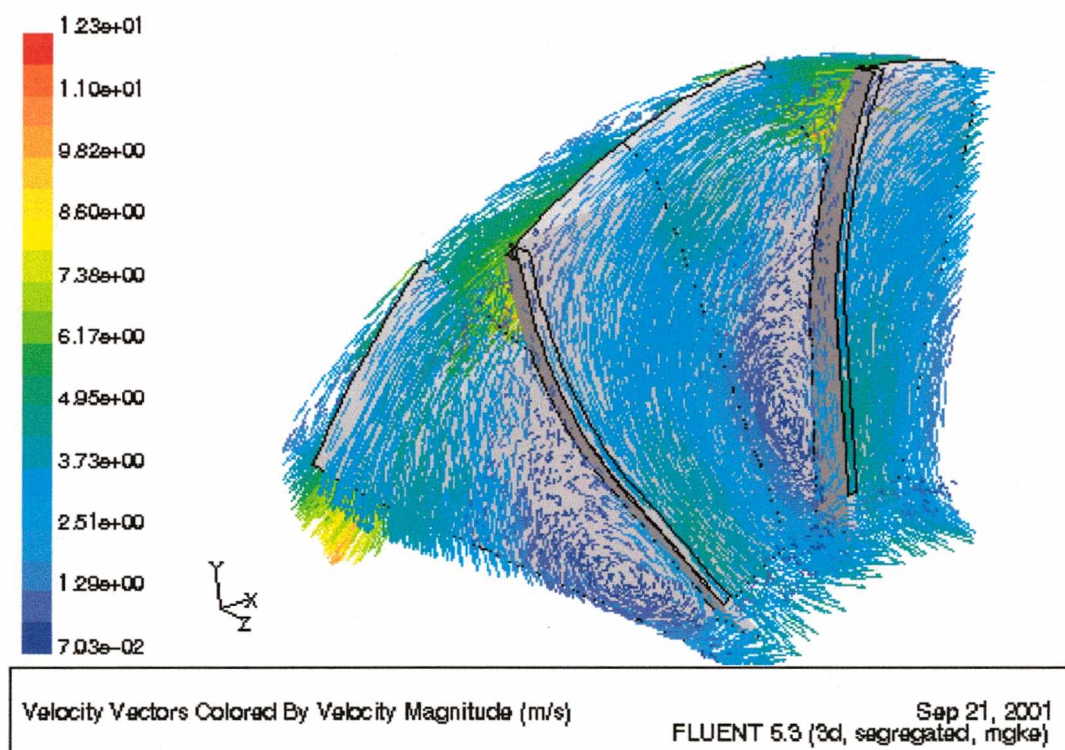
W etapie czwartym, przy ustalonej średnicy wlotowej kierownicy $d_3=120$ mm, liczbie kanałów międzyłopatkowych $Z_k=11$ oraz promieniu łopatki dośrodkowej $R=50$ mm, poszukiwano maksimum lokalnego funkcji celu, zmieniając wartości parametrów przekroju wlotowego kierownicy a_3 i b_3 (zachowując stałe pole przekroju wlotowego $A_3=40,5$ mm²). Wyniki

zamieszczono w tabeli 7.9. Szarym wypełnieniem wyróżniono wariant o najwyższej wartości funkcji celu.

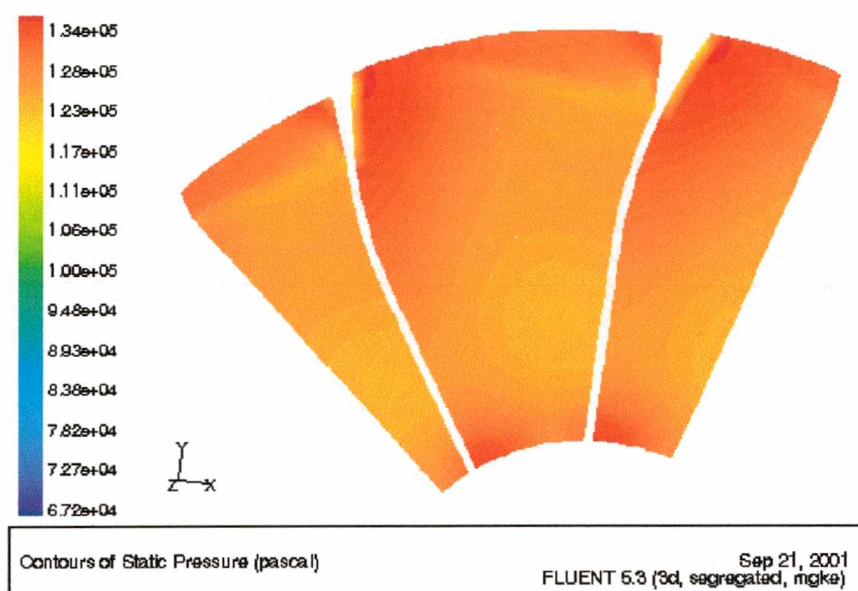
Tabela 7.9 Wyniki czwartego etapu optymalizacji

Wymiary przewалу			p_{ci}	p_{co}	c_o	c_{zo}	η	k_c	$\Phi(\eta, k_c)$
a_3	b_3	a_3/b_3							
[mm]	[mm]	[mm]	[Pa]	[Pa]	[m/s]	[m/s]	[-]	[-]	[-]
8,1	10	0,8	162901,5	126318,1	2,58	2,16	0,775	0,837	0,649
8,52	9,5	0,9	160388,1	126491,2	2,62	2,165	0,789	0,826	0,652
9	9	1	163759,4	126470,5	2,622	2,157	0,772	0,823	0,635
9,52	8,5	1,1	162865,5	126329,3	2,575	2,154	0,776	0,837	0,649
10,125	8	1,25	167467,6	126680,6	2,66	2,15	0,756	0,808	0,611

Funkcja celu osiąga maksimum dla wariantu $a_3/b_3=0,9$ ($a_3=8,52$ mm, $b_3=9,5$ mm). Przy zwiększeniu liczby łopatek z 7 (rozdział 7.2.4) na 11, funkcja celu osiągnęła maksimum przy znacznie mniejszej proporcji wymiarów przekroju wlotowego. Poniżej przedstawiono rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $a_3/b_3=0,9$ ($a_3=8,52$ mm, $b_3=9,5$ mm).



Rys. 7.19 Pole prędkości dla wariantu $a_3/b_3=0,9$ ($d_3=120$ mm, $Z_k=11$, $R=50$ mm) - $\varepsilon_k = 8,5^\circ$



Rys.7.20 Pole ciśnień dla wariantu $a_3/b_3=0,9$ ($d_3=120$ mm, $Z_k=11$, $R=50$ mm) - $\varepsilon_k = 8,5^\circ$

Etap V

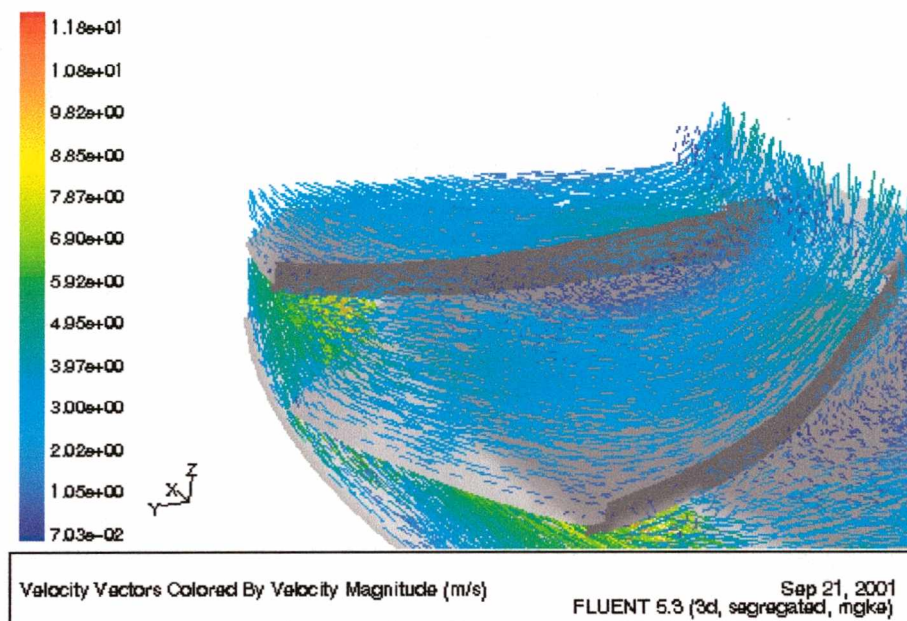
W etapie piątym, przy ustalonej średnicy wlotowej kierownicy $d_3=120$ mm, liczbie kanałów międzyłopatkowych $Z_k=11$, promieniu łopatki dośrodkowej $R=50$ mm oraz wymiarach przekroju wlotowego $a_3=8,52$ mm, $b_3=9,5$ mm, poszukiwano maksimum lokalnego funkcji celu, zmieniając kąt przegięcia łopatki dośrodkowej ε_k . Wyniki zamieszczono w tabeli 7.10. Szarym wypełnieniem wyróżniono wariant o najwyższej wartości funkcji celu.

Tabela 7.10 Wyniki czwartego etapu optymalizacji, przy różnym kacie ε_k

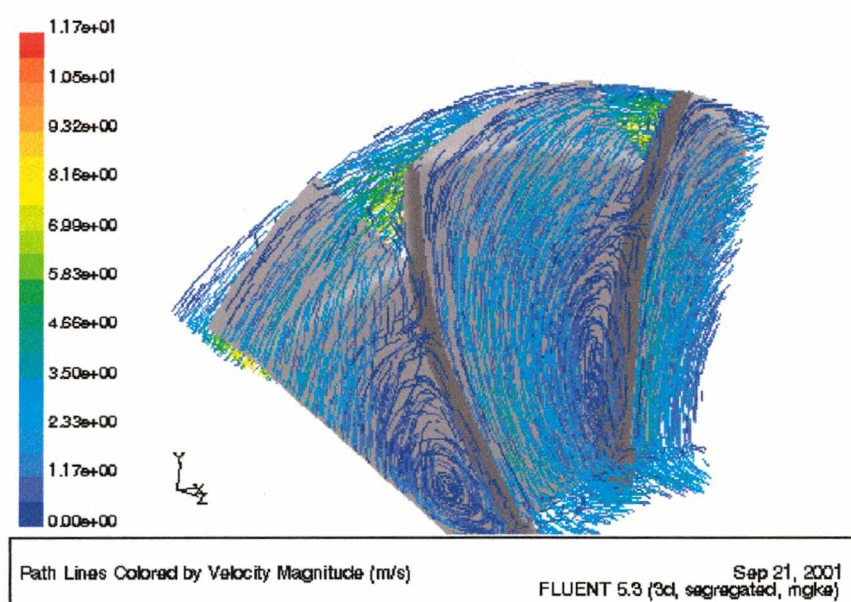
ε_k [stopnie]	p_{ci} [Pa]	p_{co} [Pa]	c_o [m/s]	c_{zo} [m/s]	η [-]	k_c [-]	$\Phi(\eta, k_c)$ [-]
0	164545,8	127020,2	2,73	2,16	0,772	0,791	0,611
8,5	160388,1	126491,2	2,62	2,165	0,789	0,826	0,652
12	165884,6	126263,4	2,6	2,156	0,761	0,829	0,631
18,5	166545,9	126476,9	2,61	2,15	0,759	0,824	0,626

Funkcja celu osiąga maksimum dla wariantu $\varepsilon_k=8,5^\circ$. Przy zwiększeniu liczby łopatek z 7 (rozdział 7.2.6) na 11, funkcja celu osiągnęła maksimum przy znacznie mniejszej wartości kąta przegięcia łopatki. Rozkłady prędkości i ciśnień dla wariantu $\varepsilon_k=8,5^\circ$ są identyczne z wynikiem etapu IV i przedstawione są na rysunkach 7.19 i 7.20. Jest to ostatni etap

poszukiwania rozwiązania technicznie racjonalnego. W stosunku do wariantu wyjściowego kierownicy A4 ($\eta=0,757$, $k_c=0,70$, $\Phi=0,53$) osiągnięto zdecydowany wzrost sprawności (o 3,5 %) oraz współczynnika wyrównania prędkości (o 0,126). Poniżej przedstawiono przykładowe wyniki graficzne wariantu wynikowego. Szczegółowe wyniki obliczeń dla powyższego wariantu zamieszczono w załączniku IV.



Rys.7.21 Pole prędkości dla wariantu wynikowego



Rys.7.22 Trajektorie elementów płynu dla wariantu wynikowego

7.4. WNIOSKI Z OBLICZEŃ

Na podstawie wyników obliczeń zamieszczonych w rozdziałach 7.2, 7.3, uściślono zalecenia konstrukcyjne zamieszczone w literaturze [32-34].

Średnica wlotowa kierownicy d_3

Wyniki badań eksperymentalnych oraz obliczenia numeryczne pokazały jednoznacznie, że najlepsze warunki pracy uzyskiwano przy stosunku średnicy zewnętrznej wirnika do średnicy wlotowej kierownicy równym jeden ($d_2/d_3=1$). Zaleca się, aby przyjmować średnicę wlotową kierownicy d_3 równą średnicy zewnętrznej wirnika d_2 .

Liczba kanałów międzyłopatkowych Z_k

Literatura zaleca stosowanie liczby łopatek kierownicy $Z_k = Z + (1 \div 2)$ [15-16, 25-26, 45]. W badanym modelu kierownicy najlepszy wynik uzyskano przy liczbie łopatek $Z_k = Z + 3$. Większa liczba łopatek powoduje wzrost sprawności oraz lepsze wyrównanie prędkości na wylocie z kierownicy, jednak może to prowadzić do utraty stateczności charakterystyki przepływu [22, 25-26, 36]. Trudno jednak określić, dla jakiej liczby łopatek, w kierownicy z przewalem sferycznym, nastąpi utrata stateczności. Na obecnym poziomie wiedzy można sformułować zalecenie, aby liczbę kanałów międzyłopatkowych ustalać w połączeniu z doбором wymiarów przekroju wlotowego kierownicy.

Kształtowanie łopatki dośrodkowej

Nie ma jednoznacznych, precyzyjnych wytycznych dotyczących kształtowania łopatki dośrodkowej. Wyniki obliczeń pokazały, że wybór promienia łopatki związany jest z przyjętą liczbą łopatek dośrodkowych. Obecny materiał badawczy jest jednak zbyt ubogi, aby sformułować precyzyjne zalecenia doboru promienia R , jednak dla większej liczby łopatek Z_k stosowanie większego promienia R poprawia parametry pracy kierownicy.

Poprawę jakości pracy kierownicy dało również stosowanie dodatnich kątów przegięcia łopatki na wylocie. Najlepsze wyniki uzyskano stosując kąt $\varepsilon_k=8,5^\circ$ mieszczący się w zalecanym przez literaturę zakresie $5^\circ \div 10^\circ$ [10-11, 45].

Kształtowanie przekroju wlotowego kierownicy

Wymiary przekroju wlotowego są kluczowymi parametrami kierownicy, decydującymi o przemianie energii oraz o położeniu optymalnego punktu pracy na charakterystyce przepływu [22, 25-26]. W przeciwieństwie do kierownic „klasycznych” (przekrój wlotowy w kształcie prostokąta), w rozpatrywanych kierownicach z przewalem sferycznym, przekrój wlotowy jest trójkątem prostokątnym (rys. 6.1). W pracach [32-34] zaproponowano formuły określające parametry wlotu, zaadaptowane z algorytmu dla kierownic z „klasycznym” przewalem w następującej postaci:

$$b_3 = b_2 + (0,04 \div 0,05)d_2 \quad (7.4.1)$$

$$a_3 = \frac{2k \kappa_3 r_3}{b_3} \quad (7.4.2)$$

gdzie:

$$\kappa_3 = 2,965 \cdot 10^{-3} \frac{Q \eta_h^n}{H Z_k} \quad (7.4.3)$$

W pracy sprawdzono różne konfiguracje parametrów przekroju wlotowego kierownicy dla dwóch liczb łopatek $Z_k=11$ (rozdział 7.3) oraz $Z_k=7$ (rozdział 7.2.4). Obliczenia potwierdziły prawdziwość powyższych wzorów i celowość ich stosowania (dla $Z_k=11$ jak również dla $Z_k=7$, warianty o maksymalnej wartości funkcji celu miały wymiary przekroju wlotowego najbardziej zbliżone do obliczonych na podstawie powyższych wzorów).

Przyjmowanie szerokiego wlotu b_3 daje możliwość zmniejszenia wymiarów promieniowych stopnia pompy (małe a_3).

Na obecnym poziomie stanu wiedzy można stwierdzić, że obliczenia wymiarów a_3 i b_3 powinny być powiązane z wyborem liczby łopatek Z_k , którą należy tak dobrać aby stosunek a_3/b_3 zawierał się w granicach $(0,9 \div 1)$.

9. PODSUMOWANIE

Tematem pracy jest numeryczne modelowanie przepływu w kierownicy z przewalem sferycznym, stosowanej w pompach wielostopniowych. Geometrię modelu zdefiniowano przy użyciu programu Gambit, natomiast do obliczeń wykorzystano program Fluent. Wykonano numeryczne symulacje dla pięciu modeli turbulencji: Spalart-Allmaras (jednorównaniowy), standard k- ϵ , RNG k- ϵ , Realizable k- ϵ , RSM oraz trzech modeli warstwy przyściennej: standardowy, nierównoważny (nonequilibrium), dwuwarstwowy (two-layer zonal). Uśrednione wartości prędkości i ciśnień na powierzchni wlotowej i wylotowej modelu uzyskiwane przy użyciu różnych kombinacji modeli turbulencji (za wyjątkiem modelu LES) były na zbliżonym poziomie (różnice nie przekraczały 9%).

Uzyskane wyniki zostały zweryfikowane z wynikami badań doświadczalnych. Badania eksperymentalne obejmowały pomiary energetyczne, pomiary rozkładów prędkości przy użyciu anemometru laserowego oraz wizualizację przepływu. Rozbieżności wyników pomiędzy danymi doświadczalnymi a uzyskanymi z obliczeń numerycznych, w zależności od użytego modelu turbulencji, wynosiły dla ciśnień do 10% i dla prędkości średnio 40% (maksymalne rozbieżności występowały w pobliżu ścianki oraz na granicy obszarów 1,2,3 – rys.6.12).

Do dalszych obliczeń wybrano model turbulencji RNG k- ϵ oraz nierównoważny (nonequilibrium) model warstwy przyściennej. Taka kombinacja zapewniła dobrą zgodność wyników obliczeń z badaniami eksperymentalnymi, dobrą stabilność obliczeń oraz stosunkowo niewielką liczę wymaganych iteracji.

Przeprowadzono numeryczne badanie wpływu poszczególnych wymiarów geometrycznych kierownicy na parametry jej pracy. Analiza graficznych i liczbowych wyników obliczeń pozwoliła poznać charakter przepływu w kierownicy z przewalem sferycznym oraz pogłębić i usystematyzować stan wiedzy na temat takich elementów odprowadzenia.

Na podstawie przeprowadzonych obliczeń sformułowano następujące wnioski:

- Zweryfikowany numeryczny model przepływu 3D cieczy rzeczywistej w kierownicy z przewalem sferycznym umożliwia uzyskanie opisu zjawisk przepływowych w takiej kierownicy oraz kierownicach geometrycznie podobnych.
- Uzyskane wyniki numeryczne pogłębiają obecny stan wiedzy na temat zjawisk przepływowych w rozpatrywanym elemencie odprowadzenia, dzięki czemu łatwiej racjonalnie kształtować kanały przepływowe takiej kierownicy.
- Wykorzystując programy CFD można zracjonalizować kształt kierownicy, uzyskując informację na temat przemian energetycznych w niej zachodzących.
- Dzięki badaniom numerycznym można znacząco obniżyć liczbę niezbędnych badań doświadczalnych, a tym samym zmniejszyć koszt eksperymentu.
- Wyniki uzyskiwane dzięki obliczeniom numerycznym są znacznie pełniejsze niż uzyskiwane na drodze eksperymentalnej.
- Zadając szacunkowe wartości warunków brzegowych (prędkości, ciśnienia), można otrzymać jedynie zadawalające wyniki jakościowe.
- W przypadku szybkich, jakościowych analiz przepływu można stosować dowolny model turbulencji (za wyjątkiem LES – zastosowanie modelu LES wymaga wykonania dalszych obliczeń testujących wyniki przy różnych gęstościach siatek obliczeniowych).

Dalsze prace powinny być prowadzone w następujących kierunkach:

- modelowanie oddziaływania wirnik – kierownica,
- badania kierownic z przewalem sferycznym przy innych wyróżnikach szybkobieżności,
- badanie wpływu ukształtowania części odśrodkowej na pracę przewалу.

LITERATURA

- [1] Asendrych D. „*Oprogramowanie do estymacji widmowej losowo próbkowanych sygnałów*”, Rozprawa doktorska, Instytut Maszyn Ciepłych Politechniki Częstochowskiej, Częstochowa 1993.
- [2] Beleckij D. G. „*Technologia nasosostroenia*”, Gosudarstvienoye Naučno - Techničeskoye Izdatelstvo Mašynostroitelnoj Literatury, Moskva 1956.
- [3] Bukowski J. „*Mechanika płynów*”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1976.
- [4] Davydov I.V. „*Issledovanie napravljajuščich apparatov centrobeżnogo nasosa*”, Trudy VIGM, Vypusk XXII, Mašgiz, Moskwa 1958.
- [5] Edwards R.V. „*Report of the special panel on statistiscal particle bias problems in laser anemometry*”, Trans. Of the ASME, J. Of Fluid Engineering, vol. 109 1987.
- [6] Elsner J. W. „*Turbulencja przepływów*”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1987.
- [7] Fluent – „*User’s guide*”, „*Tutorial guide*”, Fluent Incorporated, Lebanon 1993.
- [8] Gładysiewicz G. „*Obliczanie i konstrukcja kierownic odśrodkowych pomp promieniowych*”, Przegląd Mechaniczny nr. 9/1965.
- [9] Gryboś R. „*Podstawy mechaniki płynów*” tom I, II, Wydawnictwo Naukowe PWN Warszawa 1998.
- [10] Jędral W. „*Pompy wirowe odśrodkowe. Teoria, podstawy projektowania, energooszczędna eksploatacja*”, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1996.
- [11] Jędral W. „*Pompy wirowe*”, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2001.
- [12] Lhotakova L. „*Numerické modelování proudění v rozváděcích kanálech hydrodynamického čerpadla*”, Disertační práce, Vysoka Skoala Banska - Technicka Univerzita Ostrava, Ostrava 1999.
- [13] Lomakin A.A. „*Centrobeżnyye i osevyye nasosy*” Mašinostrojenie, Moskva-Leningrad 1966.

- [14] Majid K.I. *"Optymalne projektowanie konstrukcji"*, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1981.
- [15] Michajlov A. K., Maljušenko W. W. *„Lopastnye nasosy. Teorja, rasčiet i konstruovane”*, Mašynostroenie, Moskva 1977.
- [16] Michajlov A. K., Maljušenko W. W. *„Konstrukcja razčet centrobežnych nasosov vysokovo davlenia”*, Mašynostroenie, Moskva 1971.
- [17] Misiewicz W. *„Program WPA8: obliczanie podstawowych parametrów konstrukcyjnych i hydraulicznych kierownicy odśrodkowej pompy wirowej”*, Raport Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1974 (praca niepublikowana).
- [18] Misiewicz W., Plutecki J., Tarsa K. *„Kierownica wielostopniowej pompy wirowej”*, Opis patentowy nr PL 159402 B1, Wrocław 1990.
- [19] Pfleiderer C. *"Die Kreiselpumpen"*, Springer Verlag Berlin, Gottingen-Heidelberg 1961.
- [20] Pierwozwanski A.A. *"Metody szukania"*, Wydawnictwo Naukowo-Techniczne, Warszawa 1974.
- [21] Plutecki J. *„Kierownica odśrodkowo-dosrodkowa pompy wirowej”*, Opis patentowy nr 78813, Wrocław 1972.
- [22] Plutecki J. *„Kierownice pomp odśrodkowych”*, Praca Naukowa Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1987.
- [23] Plutecki J. *„Nowa koncepcja kierownic dla pomp wielostopniowych”*, Przegląd mechaniczny nr 11/82, strona 5-7.
- [24] Plutecki J. *„Problemy kształtowania kanałów międzyłopatkowych kierownic odśrodkowo-dosrodkowych”*, Mat. IV Krajowej Konferencji Mechaniki Cieczy i Gazów , Łódź-Burzenin 1980.
- [25] Plutecki J. *„Wpływ ukształtowania kierownic wylotowych na sprawność hydrauliczną wolnobieżnych pomp wirowych”*, Prace Naukowe Instytutu Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych oraz Aparatury Przemysłowej Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1969.
- [26] Plutecki J. *"Wpływ ukształtowania kierownic wylotowych na sprawność hydraulicznych wolnobieżnych pomp wirowych"*, Rozprawa doktorska, Politechnika Wrocławska, Wrocław 1968.

- [27] Plutecki J., Misiewicz W., Wajda A., Skórski J. „*Analiza parametrów i współczynników, obliczeniowych hydrauliki pomp odśrodkowych w oparciu o badania hydrauliczne, w celu zwiększenia sprawności i parametrów energetycznych pomp*”, Praca Naukowa Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1987 (praca niepublikowana).
- [28] Plutecki J., Skrzypacz J. "Identyfikacja przepływów w kierownicach pomp wirowych", *Pompy i Pompownie* Nr 2/2001.
- [29] Plutecki J., Skrzypacz J. "Modelowanie przepływu w kanałach kierownicy z przewalem sferycznym", Materiały konferencyjne TRANSHYDRO 2001, Szklarska Poręba 2001.
- [30] Plutecki J., Skrzypacz J. "The shape optimization of small diffuser ring with spherical surface" Materiały Konferencyjne MECHANICAL ENGINEERING 2001, Bratysława 2001.
- [31] Plutecki J., Skrzypacz J. "Zastosowanie metody anemometrii laserowej w badaniach maszyn przepływowych" Materiały Konferencyjne Hydroforum 2000, Gdańsk 2000.
- [32] Plutecki J., Świdorski M. "Metoda projektowania kierownic pomp wielostopniowych o wydajnościach do 20 m³/h o zmniejszonych wymiarach promieniowych. Etap I. Opracowanie hydrauliczne kierownic o zmniejszonych wymiarach dla pompy 25 Y", Raport IKiEM Politechniki Wrocławskiej Nr 030/86, Wrocław 1986 (praca niepublikowana).
- [33] Plutecki J. Świdorski M. "Metoda projektowania kierownic pomp wielostopniowych o wydajnościach do 20 m³/h o zmniejszonych wymiarach promieniowych. Etap II. Badanie wpływu parametrów konstrukcyjnych kierownic na parametry pompy 25 Y (32YT)", Raport IKiEM Politechniki Wrocławskiej Nr 049/87, Wrocław 1987 (praca niepublikowana).
- [34] Plutecki J. Świdorski M. "Metoda projektowania kierownic pomp wielostopniowych o wydajnościach do 20 m³/h o zmniejszonych wymiarach promieniowych. Etap III. Metoda obliczania kierownic i badania obciążenia za pomocą niesymetrycznych tarcz wirnika", Raport IKiEM Politechniki Wrocławskiej Nr 120/88, Wrocław 1988 (praca niepublikowana).

- [35] Praca zbiorowa *"Przegląd metod obliczeniowych stosowanych w konstrukcji małych pomp wielostopniowych"*, Zakład projektowo - badawczy i produkcyjny CEDOS, Świdnica 1988 (praca niepublikowana).
- [36] Praca zbiorowa *"Nowoczesne kierunki projektowania pomp i układów pompowych"*, Prace Naukowe Instytutu Maszyn i Urządzeń Hydraulicznych oraz Aparatury Przemysłowej Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1970.
- [37] Prosnak. W.J. *"Równania mechaniki płynów i ich formy uproszczone"*, Zeszyt Naukowy Instytut Maszyn Przepływowych PAN 111/1037/81, Gdańsk 1981.
- [38] Rohatyński R., Zieliński A. *"Analiza i ocena obecnego stanu wiedzy na temat projektowania pomp odśrodkowych. Opracowanie założeń dla nomogramów"*, Praca Naukowa Instytutu Konstrukcji i Eksploatacji Maszyn Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1974 (praca niepublikowana).
- [39] Skowroński M. *"Badanie kanałów przepływowych kierownicy odśrodkowo-dośrodkowej"* Praca magisterska, IKEiM Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1975 (praca niepublikowana).
- [40] Skrzypacz J. *"Opracowanie oprogramowania do projektowania pomp wielostopniowych"*, Praca magisterska, IKEiM Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997 (praca niepublikowana).
- [41] Stepanoff A. J. *"Centrobeżnye i osevyje nasosy"*, Gosudarstvenoye Naučno - Techničeskoje Izdatelstvo Mašynostroitelnoj Literatury, Moskva 1960.
- [42] Stępniewski M. *"Pompy"*, Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa 1978.
- [43] Tropea C. *"Laser Doppler anemometry: recent developments and future challenges"*, Meas. Sci. Technol. 1994.
- [44] Troskolański A. T., Łazarkiewicz S. *"Pompy wirowe"*, Wyd. 3. Wydawnictwo Naukowo - Techniczne, Warszawa 1973.
- [45] Troskolański A.T. *"Hydromechanika"*, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1962.
- [46] *"User's Guide 60X FiberFlow"*, *"User's Guide FLOWare"*, Dantec Measurement Technology A/S, Denmark 1992.

- [47] Zborowski A. *"Wybrane zagadnienia z teorii eksperymentu"*, Zeszyt Naukowy Instytut Maszyn Przepływowych PAN 107/765/1974, Gdańsk 1974.

Polskie normy

- [48] PN-68/M-44003 *„Pompy wirowe i wyporowe. Zespoły i elementy. Nazwy i określenia”*, Mon. Pol. Nr 53 poz. 373 1968.
- [49] PN-81/M-44001 *„Pompy wirowe i ich układy. Wielkości charakterystyczne. Nazwy, określenia, symbole i jednostki miar”*, Dz. Norm i Miar nr 2 poz. 4 1981.
- [50] PN-81/M-44101 *„Pompy odśrodkowe wielostopniowe. Wielkości charakterystyczne”*, Dz. Norm i Miar nr 24 poz. 92 1981.
- [51] PN-85/M-44005 *„Pompy wirowe. Pomiar wielkości charakterystycznych”*, Dz. Norm i Miar nr 6 poz. 11 1985.
- [52] PN-90/M-44004 *„Pompy wirowe. Szeregi podstawowych parametrów”*, Dz. Norm i Miar nr 2 poz. 4 1991.

Adresy internetowe

- [53] http://web.msi.umn.edu/user_support/software/FluidDynamics.html - dokumentacja programów FIDAP i FLUENT 5.0.
- [54] <http://www.medianet.pl/%7Esymkom/> - strona polskiego przedstawicielstwa firmy Fluent Inc.
- [55] <http://gepard.cyf-kr.edu.pl/APLIKACJE/FLUENT/fluent.html> - strona poświęcona programom firmy Fluent Inc.
- [56] <http://www.software.aeat.com> - strona poświęcona problemom CFD.
- [57] <http://www.cfdreview.com/> - strona poświęcona problemom CFD.
- [58] <http://www.cfd-online.com/> - portal internetowy poświęcony zagadnieniom CFD.
- [59] <http://www.fluent.com> - strona firmy Fluent Inc.
- [60] <http://www.dantecmt.com/> - strona firmy Dantec Measurement Technology.

ZAŁĄCZNIKI

ZAŁĄCZNIK I – Dane pomiarowe

I-1 CHARAKTERYSTYKI ENERGETYCZNE

Tabela I-1 Wyniki pomiarów

L.p	Q	ps	pt	W1	W2	n
	[m ³ /h]	[MPa]	[MPa]	[działka]	[działka]	[obr/min]
1	11,53	0,0095	0,034	80,0	69,0	2872
2	10,75	0,0100	0,058	79,0	67,5	2873
3	9,88	0,0100	0,073	77,0	66,0	2877
4	7,05	0,0135	0,117	73,0	62,5	2881
5	6,11	0,0150	0,128	70,5	60,5	2884
6	4,95	0,0180	0,140	68,0	58,0	2886
7	3,83	0,0190	0,150	64,0	55,5	2887
8	2,76	0,0190	0,157	59,5	52,2	2895
9	1,82	0,0190	0,160	55,0	49,0	2900
10	0,00	0,0195	0,163	51,5	45,5	2900
11	1,46	0,0195	0,160	54,5	47,5	2895
12	3,26	0,0190	0,155	61,5	53,0	2895
13	5,29	0,0170	0,139	68,0	58,5	2885
14	6,68	0,0150	0,122	71,0	61,0	2880
15	7,61	0,0130	0,109	73,0	62,5	2878
16	8,88	0,0110	0,090	76,0	65,0	2872
17	9,69	0,0105	0,078	77,5	65,0	2870
18	10,37	0,0100	0,064	79,0	67,5	2868
19	11,53	0,0090	0,033	84,0	71,0	2863

Tabela I-2 Przeliczone wyniki pomiarów

L.p	Q	H	P	η
	[m ³ /h]	[m]	[kW]	[%]
1	11,53	2,53	1,19	13,45
2	10,75	4,93	1,17	24,81
3	9,88	6,46	1,14	30,60
4	7,05	10,58	1,08	37,75
5	6,11	11,55	1,05	36,95
6	4,95	12,46	1,01	33,57
7	3,83	13,38	0,96	29,40
8	2,76	14,09	0,89	23,84
9	1,82	14,40	0,83	17,27
10	0,00	14,65	0,78	0,00
11	1,46	14,35	0,82	14,04
12	3,26	13,89	0,92	27,10
13	5,29	12,47	1,01	35,76
14	6,68	10,94	1,06	37,98
15	7,61	9,82	1,08	37,83
16	8,88	8,09	1,13	34,94
17	9,69	6,92	1,14	32,25
18	10,37	5,54	1,17	26,90
19	11,53	2,48	1,24	12,67

Tabela I-3 Dane z tabeli I-2 przeliczone na stałą prędkość obrotową $n=2900$ [obr/min]

L.p	Q	H	P	η
	[m ³ /h]	[m]	[kW]	[%]
1	11,64	2,583	1,227	13,45
2	10,85	5,022	1,205	24,81
3	9,96	6,561	1,172	30,60
4	7,09	10,721	1,106	37,75
5	6,14	11,677	1,066	36,95
6	4,97	12,586	1,023	33,57
7	3,85	13,502	0,969	29,40
8	2,76	14,143	0,898	23,84
9	1,82	14,400	0,832	17,27
10	0,00	14,654	0,776	0,00
11	1,46	14,398	0,820	14,04
12	3,26	13,939	0,921	27,10
13	5,32	12,595	1,028	35,76
14	6,73	11,090	1,078	37,98
15	7,67	9,968	1,109	37,83
16	8,97	8,245	1,161	34,94
17	9,79	7,061	1,176	32,25
18	10,49	5,665	1,212	26,90
19	11,68	2,547	1,289	12,67

I-2 ROZKŁADY CIŚNIEŃ

Tabela I-4 Rozkłady ciśnień – wyniki pomiarów

L.p	Q	p _s	p _t	p _w	p _k	n
	[m ³ /h]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[obr/min]
1	11,53	0,0095	0,034	0,036	0,042	2872
2	10,75	0,0100	0,058	0,060	0,062	2873
3	9,88	0,0100	0,073	0,073	0,074	2877
4	7,05	0,0135	0,117	0,104	0,111	2881
5	6,11	0,0150	0,128	0,114	0,120	2884
6	4,95	0,0180	0,140	0,126	0,132	2886
7	3,83	0,0190	0,150	0,133	0,14	2887
8	2,76	0,0190	0,157	0,141	0,146	2895
9	1,82	0,0190	0,160	0,141	0,146	2900
10	0,00	0,0195	0,163	0,144	0,150	2900
11	1,46	0,0195	0,160	0,142	0,148	2895
12	3,26	0,0190	0,155	0,136	0,144	2895
13	5,29	0,0170	0,139	0,124	0,130	2885
14	6,68	0,0150	0,122	0,111	0,117	2880
15	7,61	0,0130	0,109	0,101	0,106	2878
16	8,88	0,0110	0,090	0,086	0,088	2872
17	9,69	0,0105	0,078	0,076	0,079	2870
18	10,37	0,0100	0,064	0,066	0,070	2868
19	11,53	0,0090	0,033	0,040	0,044	2863

Tabela I-5. Wyniki pomiarów przeliczone z [MPa] na [m]

L.p	Q	H _s	H _t	H _w	H _k	n
	[m ³ /h]	[m]	[m]	[m]	[m]	[obr./min]
1	11,53	1,35	3,85	3,99	4,74	2872
2	10,75	1,40	6,30	6,44	6,78	2873
3	9,88	1,40	7,83	7,76	8,01	2877
4	7,05	1,76	12,33	10,93	11,79	2881
5	6,11	1,91	13,45	11,95	12,70	2884
6	4,95	2,22	14,68	13,18	13,93	2886
7	3,83	2,32	15,70	13,89	1,87	2887
8	2,76	2,32	16,41	14,71	15,36	2895
9	1,82	2,32	16,72	14,71	15,36	2900
10	0,00	2,37	17,03	15,02	15,77	2900
11	1,46	2,37	16,72	14,81	15,56	2895
12	3,26	2,32	16,21	14,20	15,16	2895
13	5,29	2,12	14,57	12,97	13,73	2885
14	6,68	1,91	12,84	11,65	12,40	2880
15	7,61	1,71	11,51	10,62	11,27	2878
16	8,88	1,50	9,57	9,09	9,44	2872
17	9,69	1,45	8,35	8,07	8,52	2870
18	10,37	1,40	6,92	7,05	7,60	2868
19	11,53	1,30	3,75	4,39	4,94	2863

Tabela I-6 Dane z tabeli I-5 przeliczone na stałą prędkość obrotową n=2900 [obr./min]

L.p.	Q	H _s	H _t	H _w	H _k
	[m ³ /h]	[m]	[m]	[m]	[m]
1	11,53	1,35	3,85	3,99	4,74
2	10,75	1,40	6,30	6,44	6,78
3	9,88	1,40	7,83	7,76	8,01
4	7,05	1,76	12,33	10,93	11,79
5	6,11	1,91	13,45	11,95	12,70
6	4,95	2,22	14,68	13,18	13,93
7	3,83	2,32	15,70	13,89	1,87
8	2,76	2,32	16,41	14,71	15,36
9	1,82	2,32	16,72	14,71	15,36
10	0,00	2,37	17,03	15,02	15,77
11	1,46	2,37	16,72	14,81	15,56
12	3,26	2,32	16,21	14,20	15,16
13	5,29	2,12	14,57	12,97	13,73
14	6,68	1,91	12,84	11,65	12,40
15	7,61	1,71	11,51	10,62	11,27
16	8,88	1,50	9,57	9,09	9,44
17	9,69	1,45	8,35	8,07	8,52
18	10,37	1,40	6,92	7,05	7,60
19	11,53	1,30	3,75	4,39	4,94

I-3 ROZKŁADY PRĘDKOŚCI I INTENSYWNOŚCI TURBULENCJI

Tabela I-7 Dane pomiarowe w przekroju 1 (rys.5.11)

X	C_x	C_y	I_x	I_y
[mm]	[m/s]	[m/s]	[%]	[%]
0	0,25	2,79	81,58	11,08
5	1,09	0,77	14,46	9,56
10	2,03	1,29	21,06	14,39
15	3,48	2,12	28,82	15,67
20	3,71	2,59	45,11	26,49
25	3,38	2,25	27,56	19,58
30	2,46	1,36	26,01	55,31
35	1,07	0,7	100,9	16,73
40	0,44	-0,11	80,84	15,75
45	-0,51	-0,55	0	31,28

Tabela I-8 Dane pomiarowe dla przekroju 2 (rys.5.12)

X	C_x	C_y	I_x	I_y
[mm]	[m/s]	[m/s]	[%]	[%]
0	-0,42	0,61	102,7	82,76
5	0,68	0,32	66,31	19,77
10	2,84	1,1	71	36,3
15	3,95	2,3	31,66	44,22
20	4,20	2,24	24,9	59,48
25	4,12	1,67	42,4	108,4
30	3,52	1,23	41,6	109,6
35	3,04	1,03	30,8	91,91
40	1,77	0,32	84,8	80
45	1,3	-0,30	88,4	55,70
50	-0,54	-0,08	65,47	87,8

Tabela I-9 Dane pomiarowe dla przekroju 3 (rys.5.13)

X	C_x	C_y	I_x	I_y
[mm]	[m/s]	[m/s]	[%]	[%]
0	0,5	0,23	18,44	12,33
5	2,1	0,24	47,68	9,9
10	2,28	0,68	13,46	11,52
15	4,23	1,12	15,03	12,30
20	4,95	1,48	14,83	11,31
25	5,20	1,70	22,67	17,12
30	5,5	1,38	10,81	61,4
35	5,32	1,31	7,91	62,4
40	5,22	0,79	22,06	9,95
45	4,98	0,09	46,11	11,46
50	4	0,24	30	9,44

Tabela I-10 Dane pomiarowe dla przekroju 4 (rys.5.14)

X	Cx	Cy	Ix	Iy
[mm]	[m/s]	[m/s]	[%]	[%]
0	0,32	0,11	16,39	28,21
5	0,38	0,35	29,05	24,16
10	2,8	0,73	10,08	20,11
15	3,73	1,07	13,99	27,65
20	4,57	1,82	12,63	29,05
25	4,89	1,93	12,96	37,8
30	5,24	1,45	14,75	32,05
35	5,33	1,37	12,79	49,71
40	6,26	0,70	15,11	59,8
45	6,83	0,02	14	55,9
50	7,12	0,06	18,78	56,6

Tabela I-11 Dane pomiarowe dla przekroju 5 (rys.5.15)

X	Cx	Cy	Ix	Iy
[mm]	[m/s]	[m/s]	[%]	[%]
0	0,58	0,16	8,1	24,12
3	1,26	-0,02	12,47	16,63
9	2,2	0,1	14,13	18,57
14	2,56	-0,04	14,5	22,06
19	2,94	-0,03	15,77	25,51
24	2,6	-0,10	11,55	30,94
29	3,89	-0,04	13,16	33,22
34	4,31	-0,05	10,62	42,68
39	4,42	-0,04	0,16	56,41
44	5,51	0,037	4,16	106,65
49	5,31	0,18	17,59	114,7

ZAŁĄCZNIK II – Obliczenia numeryczne

II-1 WYNIKI OBLICZEŃ

Tabela II-1 Wyniki obliczeń dla różnych modeli turbulencji

Modele turbulencji	P _{ci} [Pa]	P _{co} [Pa]	P _{si} [Pa]	P _{so} [Pa]	P _k [Pa]	C _i [m/s]	C _{it} [m/s]	C _{ir} [m/s]	C _o [m/s]	C _{oa} [m/s]	Q [m ³ /h]	k [m ² /s ²]	ε [m ² /s ³]	ν _T [kg/ms]	y ⁺ ---	liczba iteracji ---
k-ε + standard	169064,2	127911,1	106950	121937,5	128100,6	11,152	11,05	1,485	2,98	2,16	7,045	0,265	236,03	0,0335	82,17	275
k-ε + nonequilibrium	169225,5	128127,1	107015,3	121929,1	127980,9	11,16	11,05	1,49	3,30	2,159	7,0308	0,209	281,29	0,0198	81,25	240
k-ε + two-layer	170390,9	128271,1	108030	121938,4	128147,1	11,17	11,07	1,48	3,06	2,162	7,044	0,296	299,99	0,03415	85,4	300
RNG k-ε + standard	170264,3	128784,8	107734,5	121963,4	128724,6	11,18	11,08	1,487	3,12	2,16	7,048	0,253	201,93	0,032	84,7	300
RNG k-ε + nonequilibrium	169670	128504,9	107096,6	121944,6	128120,7	11,19	11,09	1,493	3,08	2,158	7,048	0,204	245,17	0,0192	83,14	250
RNG k-ε + two-layer	168484,4	128045,3	106015	121953,9	128065,1	11,18	11,08	1,487	3,005	2,161	7,045	0,263	241,71	0,0307	81,96	295
Realizable k-ε + standard	168779,8	128060,6	106734,9	121948,2	128156,8	11,14	11,046	1,472	3,008	2,16	7,048	0,261	230,22	0,0343	82,182	295
Realizable k-ε + nonequilibrium	169740,5	128645,1	107206,8	121966,4	128402,9	11,19	11,09	1,477	3,105	2,162	7,042	0,211	283,73	0,0273	83,43	275
Realizable k-ε + two-layer	170562,2	127402,1	109664,5	121947,4	128149,4	11,04	10,94	1,44	2,868	2,1622	7,043	0,626	892,44	0,06539	94,29	305
RSM + standard	162396,3	128004,9	103428,2	121938,1	127956,4	10,86	10,72	1,67	2,97	2,16	7,056	0,232	189,17	0,0312	80,48	410
RSM + nonequilibrium	161927,4	128094	102702	121948,1	127800,3	10,88	10,75	1,678	3	2,16	7,050	0,191	239,06	0,01933	80,39	390
RSM + two-layer	162587,1	128058,3	102409,4	121934,4	127786,9	10,97	10,855	1,607	3,005	2,16	7,056	0,226	205,35	0,02876	78,95	350
Spalart-Allmaras	169499,3	127658,9	107035,5	121947,8	128161,3	11,18	11,08	1,46	2,92	2,16	7,045	---	---	0,03589	83,54	190
LES	12934170	138365,5	2747962	116491,3	71540,27	141,02	-139,06	-21,36	5,575	-0,029	-0,096	0,035	---	---	4,61	560
Srednia	167891,6	128120,6	106309,4	121945,9	128119,5	11,10	10,99	1,51	3,08	2,16	7,044	0,269	295,50	0,03165	83,22	317,3

II-2 WERYFIKACJA ROZKŁADÓW PRĘDKOŚCI

Tabela II-2 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_x dla przekroju 1 (rys.6.2)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,25	0,37	0,704	0,65	0,49
5	1,09	1,32	1,4	1,62	1,62
10	2,03	2,26	2,36	2,56	2,56
15	3,48	3,24	3,25	3,21	3,22
20	3,71	3,84	3,56	3,52	3,85
25	3,38	3,24	3,56	3,21	3,22
30	2,46	2,26	2,63	1,93	2,24
35	1,07	1,26	1,33	1,3	1,27
40	0,44	0,3	0,1	-0,3	-0,32
45	-0,51	-0,3	-0,1	-0,634	-0,42

Tabela II-3 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_y dla przekroju 1 (rys.6.3)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	2,79	3,11	2,9	2,59	2,44
5	0,77	0,9	1,21	1,06	1,25
10	1,29	1,42	1,87	1,91	1,82
15	2,12	2,26	2,25	2,59	2,44
20	2,59	2,43	2,34	2,42	2,27
25	2,25	2,09	1,87	1,56	1,76
30	1,36	1,1	1,21	1,06	1,1
35	0,7	0,6	0,2	0,21	0,25
40	-0,113	-0,23	-0,44	-0,5	-0,247
45	-0,55	-0,731	-0,267	-0,85	-0,65

Tabela II-4 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_x dla przekroju 2 (rys.6.4)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	-0,42	-0,5	-0,2	-0,324	-0,343
5	0,68	0,9	1,1	1,61	1,62
10	2,84	2,56	2,635	2,56	3,12
15	3,95	3,54	3,25	4,25	3,53
20	4,2018	4,23	4,2	4,5	4,4
25	4,12	4,5	4,4	4,5	4,5
30	3,52	3,93	4,2	4,25	4,4
35	3,045	2,56	3,25	2,1	3,22
40	1,77	1,32	2	1,3	1,62
45	1,3	0,9	2,1	0,9	1,93
50	-0,54	-0,3	1,3	0,65	1,24

Tabela II-5 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_y dla przekroju 2 (rys.6.5)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,6192	0,2	0,22	0,2	0,25
5	0,3247	0,37	0,554	0,2	0,585
10	1,1	1,26	1,36	1,67	1,25
15	2,3	1,93	1,87	1,91	1,82
20	2,24	2,09	2,1	2,08	2,02
25	1,671	1,93	1,87	1,91	1,92
30	1,237	1,42	1,52	1,4	1,58
35	1,034	0,86	0,9	0,55	0,91
40	0,328	-0,066	0,2	-0,126	0,085
45	-0,306	-0,4	-0,102	-0,182	-0,085
50	-0,08	-0,066	-0,1	0,553	0,585

Tabela II-6 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_x dla przekroju 3 (rys.6.6)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,5	-0,67	-0,2	-0,3	-0,034
5	2,1	1,35	1	1,3	0,647
10	2,28	1,96	2,7	3,11	2,9
15	4,23	3,5	3,25	3,82	3,87
20	4,95	4,23	3,9	4,5	4,5
25	5,20	4,53	4,53	4,75	4,71
30	5,5	4,83	4,84	4,75	4,81
35	5,32	4,83	4,53	4,5	4,81
40	5,22	4,83	3,9	3,21	4,6
45	4,98	5,51	3,25	2,6	4,4
50	4	4,53	4,4	2,1	4,5

Tabela II-7 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_y dla przekroju 3 (rys.6.7)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,2383	-0,066	0,22	0,38	0,25
5	0,2446	0,27	0,4	0,6	0,3
10	0,681	0,6	1,21	1,23	1,01
15	1,128	1,26	1,54	1,57	1,35
20	1,488	1,6	1,71	1,74	1,75
25	1,707	1,93	1,87	1,91	1,82
30	1,385	1,6	1,53	1,74	1,42
35	1,312	1,26	1,21	1,23	1,05
40	0,791	0,6	0,7	0,553	0,585
45	0,093	-0,066	-0,102	-0,126	-0,085
50	0,2497	0,27	0,267	0,6	0,585

Tabela II-8 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_x dla przekroju 4 (rys.6.8)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,32	-0,67	-0,2	-0,01	-0,343
5	0,38	0,67	0,1	0,649	0,01
10	2,8	1,96	2,1	3,21	2,56
15	3,73	3,5	3,25	3,84	3,32
20	4,57	4,22	4,4	4,35	4,21
25	4,89	4,53	4,4	4,55	4,5
30	5,24	4,83	4,53	4,82	4,7
35	5,33	5,2	4,86	5,48	4,81
40	6,26	5,81	5,7	5,78	5,7
45	6,83	6,4	6,2	6,4	6
50	7,12	6,7	6,4	6,9	6,9

Tabela II-9 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_y dla przekroju 4 (rys.6.9)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,11	-0,06	0,22	0,38	0,25
5	0,355	0,27	0,22	0,21	0,08
10	0,73	0,6	0,05	0,89	-0,06
15	1,079	1,2	1,21	1,23	0,25
20	1,82	1,6	1,36	0,9	0,25
25	1,9365	1,93	0,9	0,553	0,081
30	1,452	1,6	0,22	0,21	0,081
35	1,3787	1,26	0,22	-0,1	0,081
40	0,707	0,6	0,05	-0,126	-0,075
45	0,024	-0,06	-0,102	-0,126	0,075
50	0,063	0,27	0,267	-0,18	-0,095

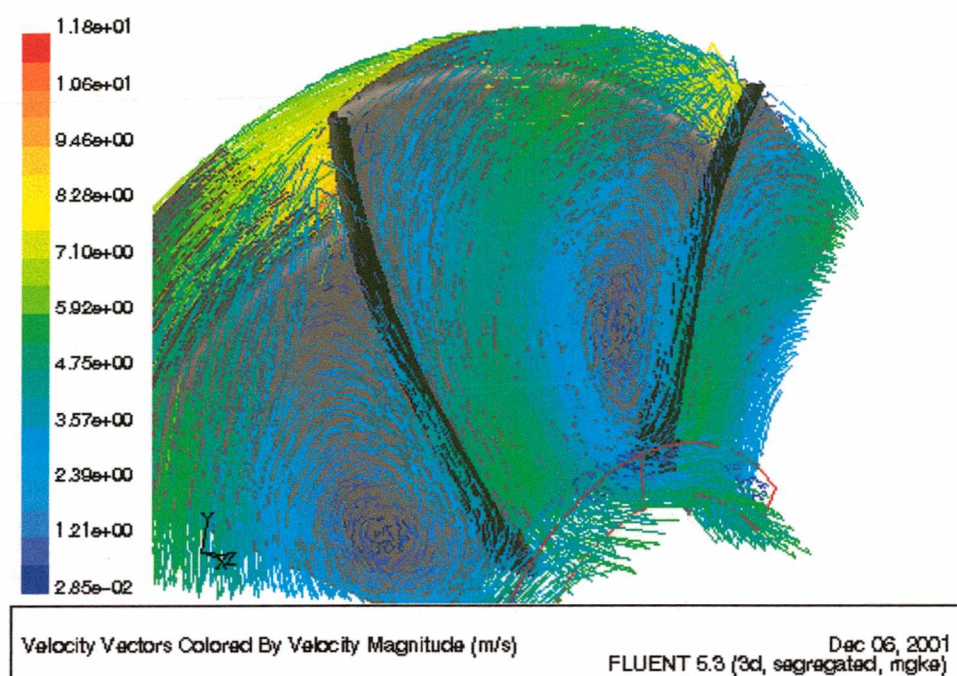
Tabela II-10 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_x dla przekroju 5 (rys.6.10)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,58	-0,67	0,2	-0,01	-0,343
3	1,26	-0,06	-0,571	0,649	0,01
9	2,2	1,2	0,4	1,93	1,83
14	2,56	1,96	1,5	2,1	2,32
19	2,94	2,64	2	2	2,54
24	2,6	2,96	2,32	3	2,87
29	3,89	3,24	2,62	3	3,12
34	4,31	3,54	3,25	3,42	3,22
39	4,423	4,23	3,9	4,4	4,22
44	5,51	4,53	4,53	4,55	4,5
49	5,31	4,53	4,53	4,5	4,4

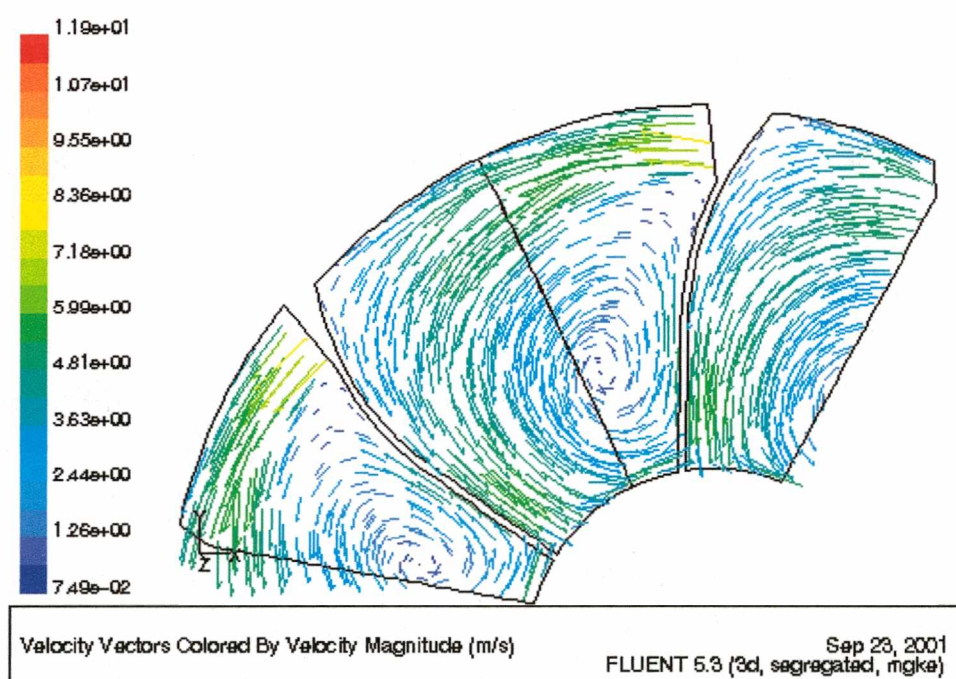
Tabela II-11 Porównanie rozkładów składowej prędkości c_y dla przekroju 5 (rys.6.11)

X	Dane pomiarowe	RNG k-ε + nonequilibrium	Spalart-Allmaras	Realizable k-ε + nonequilibrium	Standart k-ε + nonequilibrium
[mm]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]	[m/s]
0	0,168	0,1	0,2	0,38	0,25
3	-0,022	-0,066	0,05	0,21	0,08
9	0,1	0,096	0,05	-0,1	-0,06
14	-0,042	-0,066	0,05	-0,1	-0,085
19	-0,038	-0,066	-0,102	-0,1	-0,085
24	-0,103	-0,066	0,05	-0,1	-0,085
29	-0,044	-0,066	0,05	-0,1	-0,085
34	-0,051	-0,066	0,05	-0,1	-0,085
39	-0,04	-0,066	-0,102	-0,126	-0,085
45	0,037	-0,066	-0,102	-0,126	-0,085
49	0,185	0,1	0,4	0,4	0,485

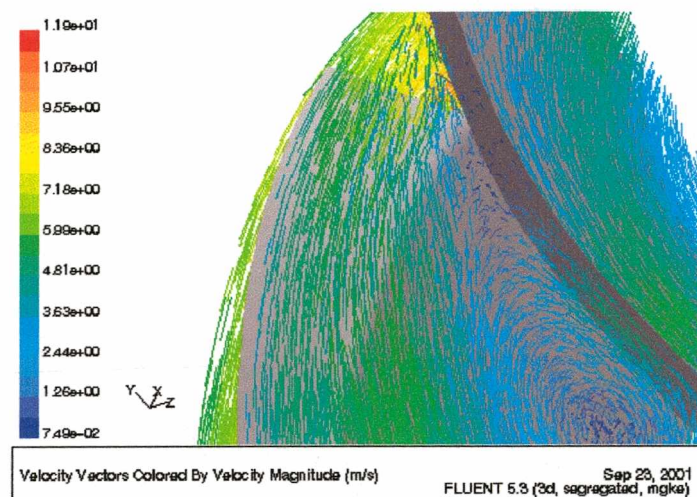
ZAŁĄCZNIK III – Wyniki obliczeń dla kierownicy bazowej A4



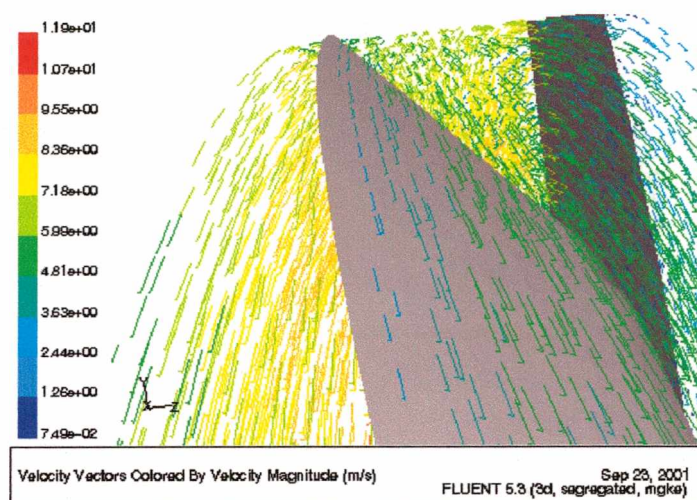
Rys. III-1 Rozkład j prędkości w kanale kierownicy



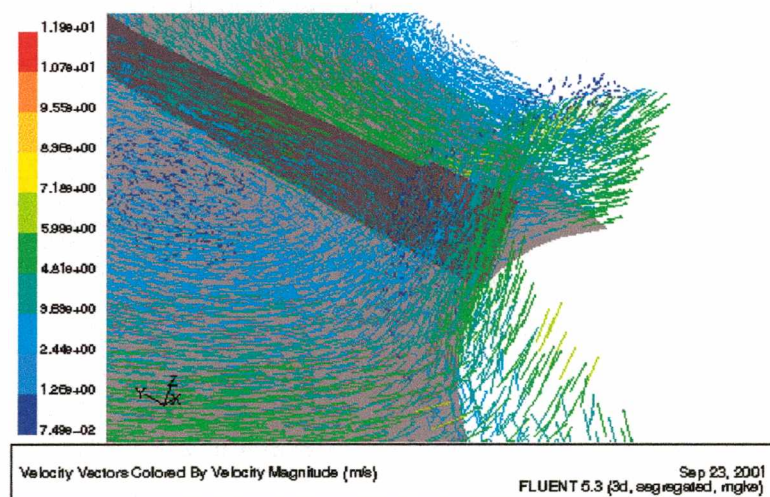
Rys. III-2 Wektory prędkości w kanale kierownicy



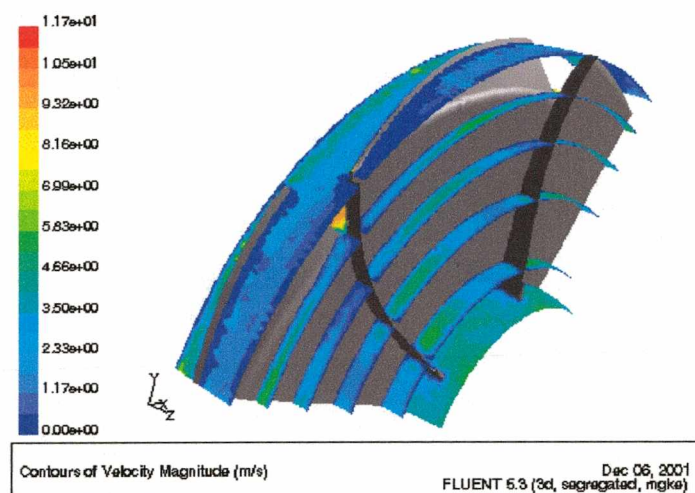
Rys. III-3 Wektory prędkości w przekroju wlotowym kierownicy



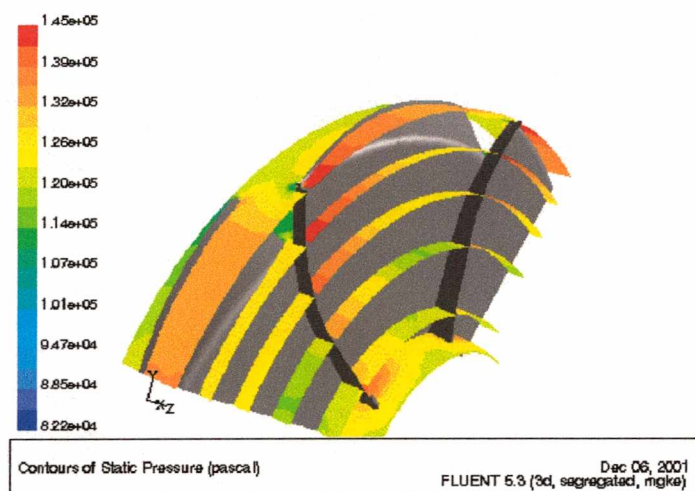
Rys. III-3 Wektory prędkości w przekroju wlotowym kierownicy



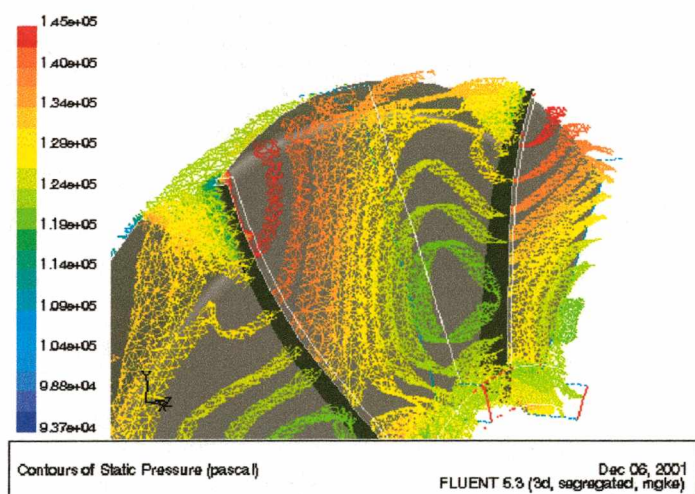
Rys. III-4 Wektory prędkości na wylocie kierownicy



Rys. III-5 Rozkłady prędkości w przekrojach poprzecznych

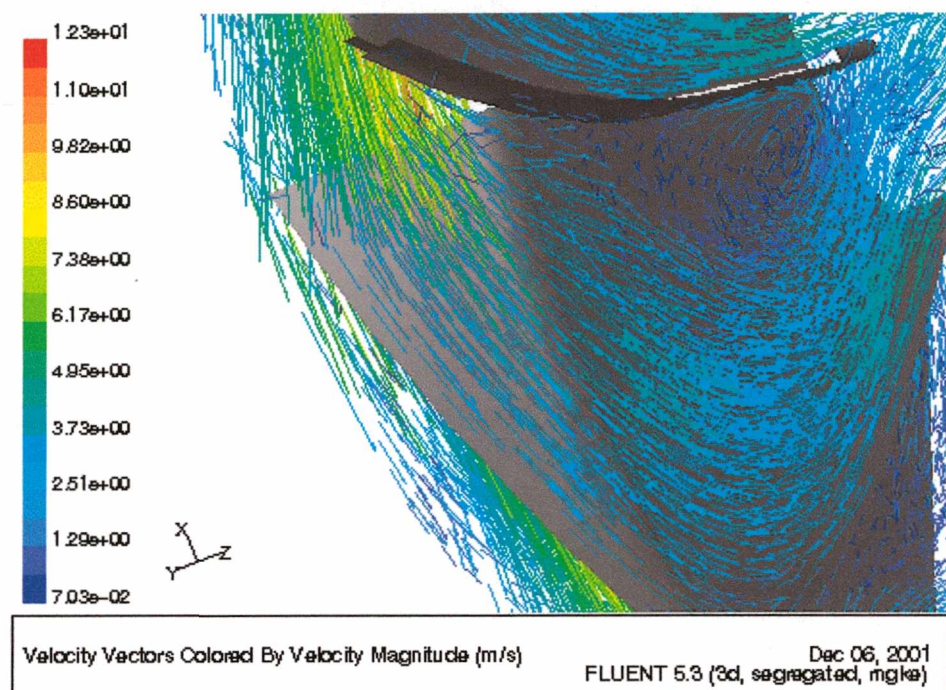


Rys. III-6 Rozkłady ciśnień w przekrojach poprzecznych

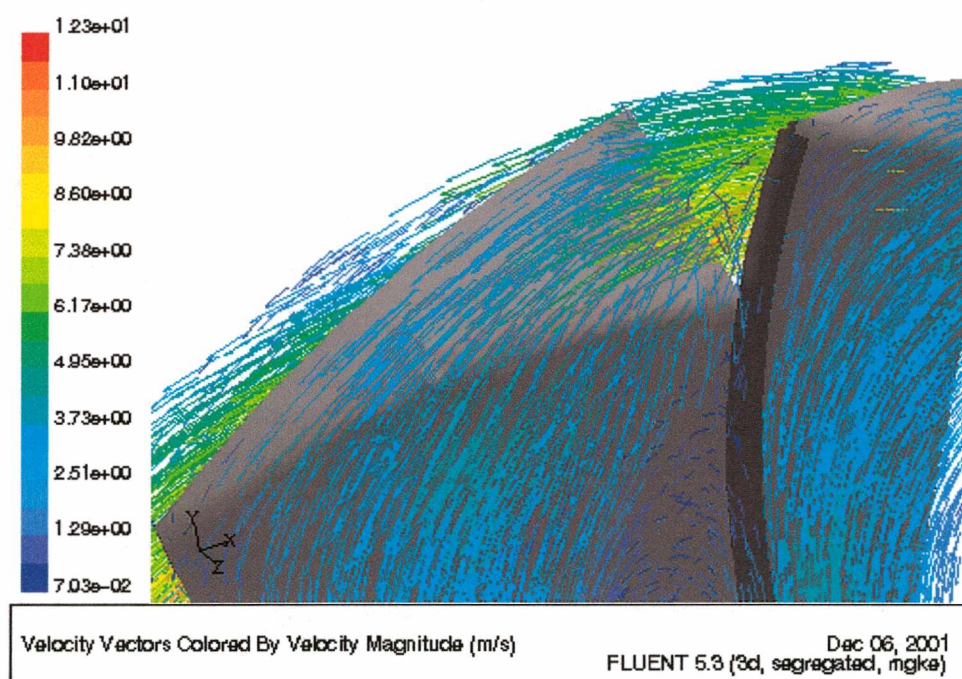


Rys. III-7 Izopowierzchnie ciśnienia statycznego w kanałach kierownicy

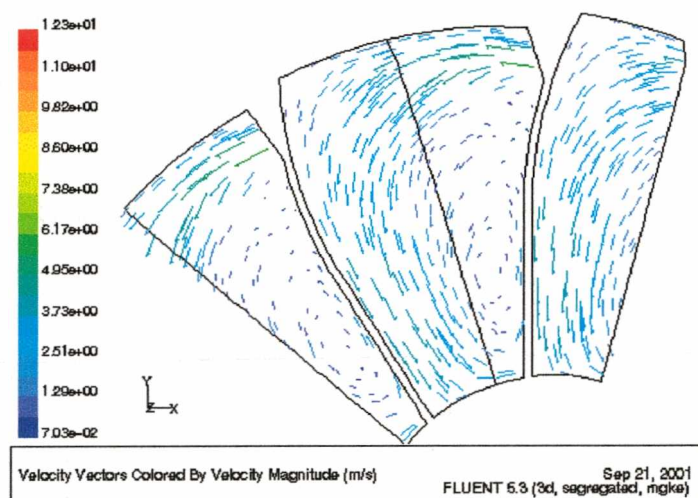
ZAŁĄCZNIK IV – Wyniki obliczeń dla kierownicy po racjonalizacji kształtu



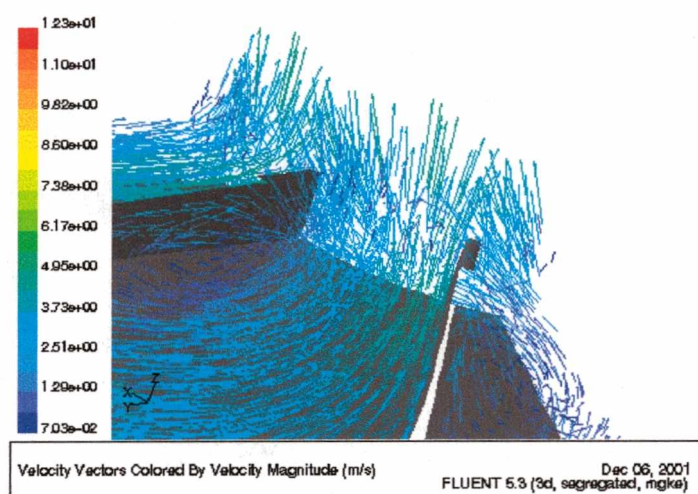
Rys. IV-1 Rozkład prędkości w kanale kierownicy



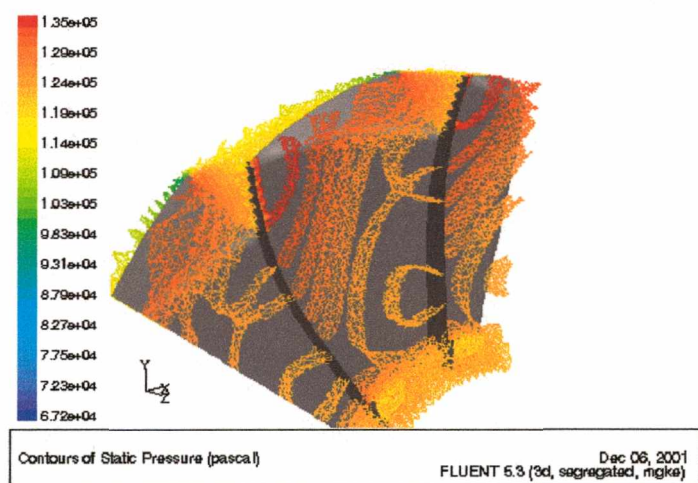
Rys. IV-2 Rozkład prędkości na przewale i w przekroju wlotowym kierownicy



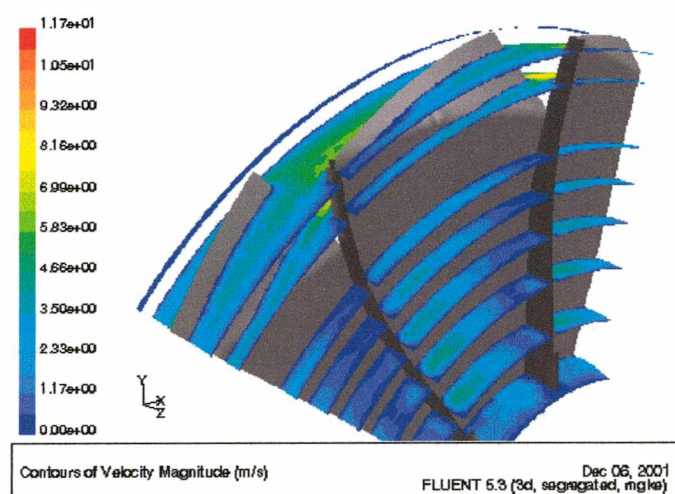
Rys. IV-3 Wektory prędkości w kanałach kierownicy



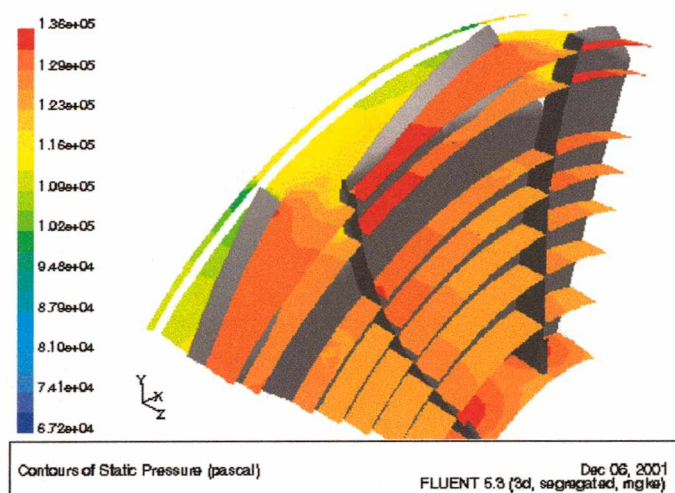
Rys. IV-4 Rozkład prędkości na wylocie z kierownicy



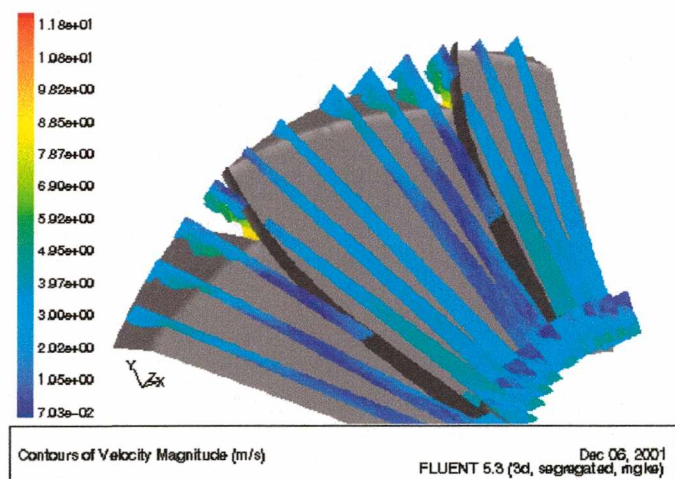
Rys. IV-5 Izopowierzchnie ciśnienia statycznego w kanałach kierownicy



Rys. IV-6 Rozkłady prędkości w przekrojach poprzecznych



Rys. IV-7 Rozkłady ciśnienia statycznego w przekrojach poprzecznych



Rys. IV-8 Rozkłady prędkości w przekrojach wzdłużnych