

Politechnika Łódzka

ZESZYTY NAUKOWE Nr 1121

ANTONI SMOLNY

WPŁYW WZAJEMNEGO POŁOŻENIA KIEROWNIC
NA SPRAWNOŚĆ I POLE PRZEPŁYWU
DWUSTOPNIOWEJ TURBINY

POLITECHNIKA ŁÓDZKA

ZESZYTY NAUKOWE Nr 1121

ROZPRAWY NAUKOWE, Z. 428

ANTONI SMOLNY

WPŁYW WZAJEMNEGO POŁOŻENIA KIEROWNIC
NA SPRAWNOŚĆ I POLE PRZEPŁYWU
DWUSTOPNIOWEJ TURBINY

ŁÓDŹ 2012

ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ
SCIENTIFIC BULLETIN OF THE LODZ UNIVERSITY
OF TECHNOLOGY
BULLETIN SCIENTIFIQUE
DE L'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE DE LODZ
НАУЧНЫЕ ЗАПИСКИ
ЛОДЗИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО УНИВЕРСИТЕТА
WISSENSCHAFTLICHE HEFTE
DER TECHNISCHEN UNIVERSITÄT IN LODZ

Redaktor Działu: **prof. dr hab. inż. Piotr Wodziński**

Recenzenci: **dr hab. inż. Witold Elsner, prof. PCz**
prof. dr hab. inż. Jan Krysiński

© Copyright by Politechnika Łódzka 2012

Adres Redakcji – Адрес Редакции – Editor's Office
Adresse de Redaction – Schriftleitungsadresse:

WYDAWNICTWO POLITECHNIKI ŁÓDZKIEJ
90-924 Łódź, ul. Wólczańska 223
tel./fax 42-684-07-93
e-mail: zamowienia@info.p.lodz.pl
www.wydawnictwa.p.lodz.pl

ISSN 0137-4834

Nakład 140 egz. Ark. druk. 16. Papier offset. 80 g, 70 x 100
Druk ukończono w czerwcu 2012 r.
Wykonano w Drukarni Offsetowej Quick-Druk, 90-562 Łódź, ul. Łąkowa 11

SPIS TREŚCI

STRESZCZENIE	5
WYKAZ WAŻNIEJSZYCH ZNACZEŃ	7
1. WSTĘP	9
2. WSPÓŁCZESNY STAN WIEDZY	14
2.1. Wprowadzenie	14
2.2. Pierwotne źródło zjawiska clockingu - zmiany przepływu średniego na wylocie z pierwszego stopnia	22
2.3. Oddziaływania kierownic i wirników w przepływie niestacjonarnym	36
2.3.1. Uwagi wstępne	36
2.3.2. Oddziaływania potencjalne	45
2.3.3. Oddziaływania śladów załopatkowych z warstwą przyścienną	53
2.3.3.1 Uwagi wstępne	53
2.3.3.2 Oddziaływanie śladu z warstwą przyścienną	56
2.3.3.3 Oddziaływanie śladu z przepływem w wieńcu	77
2.3.4. Oddziaływanie struktur przepływu wtórnego	81
2.4. Uwagi Końcowe	88
3. CEL I ZAKRES PRACY	95
4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO TURBINY MODELOWEJ TM-3-00 I METOD BADAWCZYCH	102
4.1. Stoisko badawcze	102
4.2. Geometria dwustopniowej turbiny modelowej TM3	103
4.2.1. Geometria podstawowej wersji turbiny TM3-00	103
4.2.2. Modyfikacja ułopatkowania pierwszej kierownicy turbiny modelowej TM3	105
4.3. Układ pomiarowy	108
4.4. Pomiary ciśnienia	110
4.5. Pomiary temperatury	111
4.6. Pomiary w warstwie przyściennej na profilu	112
4.7. Określenie sprawności turbiny	115
4.8. Pomiar strumienia masy	119
4.9. Ocena niepewności pomiaru sprawności turbiny	125

4.10. Komputerowe modelowanie pola przepływu przez stopnie turbiny	127
4.10.1. Opis programu obliczeniowego	127
4.10.2. Warunki brzegowe	130
5. BADANIA WPŁYWU WZAJEMNEGO POŁOŻENIA KIEROWNIC NA PARAMETRY I CHARAKTERYSTYKI TURBINY	131
5.1. Charakterystyki zewnętrzne turbiny	131
5.2. Badania wpływu wzajemnego kierownic na parametry turbiny	133
6. WPŁYW POŁOŻENIA KIEROWNIC NA PARAMETRY PRZEPŁYWU	146
6.1. Badania stacjonarnego pola przepływu	146
6.1.1. Pomiaru sondami pneumatycznymi w szczelinach międzywieńcowych	146
6.1.1.1 Rozkład ciśnienia całkowitego na wlocie do turbiny	146
6.1.1.2 Pole ciśnień i prędkości w szczelinach międzywieńcowych ..	147
6.1.2. Badania rozkładu ciśnienia statycznego, określenie strat w warstwach przyściennych poszczególnych wieńców w zależności od clockingu kierownic	154
6.1.2.1 Uwagi wstępne	154
6.1.2.2 Analiza rozkładów ciśnienia na pierwszej kierownicy	167
6.1.2.3 Analiza rozkładów ciśnienia na pierwszym wirniku	172
6.1.2.4 Analiza rozkładu ciśnienia na drugiej kierownicy	181
6.1.2.5 Rozkład ciśnienia i strat na drugim wirniku	193
6.1.2.6 Badania eksperymentalne rozkładu ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pierwszej i drugiej kierownicy	199
6.2. Badania niestacjonarnego pola przepływu w warstwach przyściennych	203
7. BADANIA SPRAWNOŚCI TERMODYNAMICZNEJ, OKREŚLENIE POTENCJALNYCH MOŻLIWOŚCI CLOCKINGU KIEROWNIC W TURBINIE TM3	211
8. BADANIA TURBINY TM3 ZE ZMODYFIKOWANYM UŁOPATKOWANIEM PIERWSZEJ KIEROWNICY.....	218
9. ZAKOŃCZENIE I WNIOSKI KOŃCOWE.....	228
SPIS LITERATURY	232
SUMMARY	244
CHARAKTERYSTYKA ZAWODOWA AUTORA	246

STRESZCZENIE

Przedstawione w pracy badania zjawiska clockingu zrealizowano w Instytucie Maszyn Przepływowych Politechniki Łódzkiej na stanowisku badawczym dwustopniowej turbiny modelowej. W wieńcach wirnikowych użyto geometrii z rzeczywistej turbiny parowej, a samą turbinę zmodyfikowano dla wymaganego zakresu badań przepływowych.

Koncepcja clockingu jest atrakcyjną metodą podwyższenia sprawności wielostopniowej maszyny przepływowej, np. dwustopniowej turbiny. Oznacza ona, że sprawność turbiny, przy takiej samej liczbie łopatek w kierownicach lub w wirnikach, będzie zależała od wzajemnego położenia wieńców kierownic (clocking kierownic) lub od wzajemnego położenia wieńców wirnikowych (clocking wirników).

Ustawiając optymalne po obwodzie położenie wieńców kierownic lub wirników lub też kierownic i wirników (total clocking) można zmniejszyć straty w turbinie i zwiększyć jej sprawność. Potencjalny zysk związany ze zjawiskiem clockingu może być wykorzystany również w wielu innych obszarach. Optymalne ustawienie wieńców kierowniczych i wirujących może prowadzić do spadku temperatury łopatek wirnika, zmniejszenia drgań maszyny, zmniejszenia jej hałasu, rozszerzenia zakresu stabilnej pracy, itp. W szczególności zjawisko clockingu wpływa na straty w turbinie. W przypadku clockingu kierownic w dwustopniowej turbinie w pierwszym stopniu aerodynamiczna interakcja kierownicy z wirnikiem powoduje zróżnicowanie przepływu na obwodzie za pierwszym wirnikiem zgodnie z podziałką kierownicy. Potencjał clockingu zależy od możliwości wykorzystania tego zróżnicowania przepływu dla poprawienia parametrów przepływu w turbinie, a w szczególności do zmniejszenia strat w warstwach przyściennych rozwijających się na łopatkach wieńców.. Należy podkreślić, że mechanizm clockingu kierownic czy wirników nie jest jeszcze w pełni zrozumiany, co wynika ze złożoności zjawisk niestacjonarnych w wielostopniowych maszynach przepływowych.

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych wpływu clockingu kierownic na pole przepływu i sprawność dwustopniowej turbiny. Do badań wybrano specjalną geometrię turbiny, w której poprzez przyjęcie odpowiedniego stosunku liczby łopatek w kierownicach do liczby łopatek w wirnikach zintensyfikowano oddziaływanie clockingu kierownic na pole przepływu w kanałach wirnikowych.

Układ zasilania zapewnił bardzo stabilne warunki na wlocie do turbiny, co dało możliwość identyfikacji oddziaływań przepływu niestacjonarnego oraz badań wpływu wzajemnego ustawienia kierownic na sprawność turbiny.

W ramach pracy rozbudowano i przetestowano system pomiarowy dla identyfikacji efektów zjawisk związanych z clockingiem kierownic. System ten

umożliwił pomiary zewnętrznych charakterystyk przepływu z bardzo dużą precyzją, co było niezbędne dla zbadania wpływu clockingu na sprawność turbiny.

Obliczenia przepływu wykonano komercyjnym kodem obliczeniowym rozwiązującym 3D równania Naviera-Stokesa. Obliczenia wykonano metodą „frozen –rotor” dla przepływu stacjonarnego.

W ramach pracy zidentyfikowano niejednorodny obwodowo przepływ za pierwszym wirnikiem. Określono jego wpływ na straty w warstwach przyściennych rozwijających się na łopatkach drugiej kierownicy i w drugim wirniku. Oszacowanie zmian strat w warstwach przyściennych wykonano przy pomocy prostej metody obliczania strat na podstawie prędkości opływu łopatki wyznaczonej z obliczonego (wirniki) lub pomierzonego (kierownice) rozkładu ciśnienia na łopatkach.

Przeprowadzono również badania warstwy przyściennej przy pomocy przyklejanych do ścianki łopatki drugiej kierownicy przetworników termooanemometrycznych. Określono lokalny wpływ clockingu kierownic na warstwę przyścienną. Skorelowano badania strat w warstwie z rozkładem zmian turbulencji w warstwie wywołanej oddziaływaniem śladu z pierwszej kierownicy. Ustalono, że maksymalne straty w warstwie przyściennej związane są z napływem na profil drugiej kierownicy strugi o największej prędkości z równoczesnym oddziaływaniem turbulencji śladu na stronie ssącej łopatki.

Wykonano modyfikację pierwszej kierownicy zamieniając łopatki cylindryczne na krzywoliniowe. Celem tego etapu badań było zbadanie wpływu zmian kształtu śladu załopatkowego na sprawność i clocking kierownic badanej turbiny. Sprawność turbiny wzrosła o 0.5% w stosunku do turbiny z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi. Clocking kierownic wzmocnił oddziaływanie śladów, a osłabił oddziaływanie przepływu wtórnego przy wewnętrznym obrzeżu w drugim stopniu turbiny.

Zmiany sprawności turbiny zależą od możliwości wykorzystania zjawiska clockingu na całej wysokości kanału łopatkowego do redukcji strat w turbinie. Stąd wniosek, że badania zjawiska clockingu są bardzo ważne dla ulepszenia metod obliczeniowych, które będą zastosowane do projektowania stopni turbin następnej generacji, w których interakcja wewnętrznych struktur przepływu będzie wykorzystana do redukcji strat i podwyższenia sprawności turbiny.

Realizacja projektu pozwoliła zebrać obszerny materiał z badań eksperymentalnych i numerycznych dotyczący złożonych zjawisk w niestacjonarnym przepływie trójwymiarowym. Materiał ten pozwoli lepiej rozumieć zjawiska związane z aerodynamiczną interakcją wieńców stacjonarnych – kierownic i wirujących – wirników w wielostopniowych maszynach przepływowych i dalej doskonalić metody ich obliczeń dla pozytywnego wykorzystania tych efektów do podniesienia sprawności wielostopniowych osiowych maszyn przepływowych.

WYKAZ WAŻNIEJSZYCH OZNACZEŃ

α	– oznaczenie kąta
η	– sprawność
ζ	– współczynnik strat
θ	– grubość straty pędu w warstwie przyściennej
ρ	– gęstość powietrza
b	– cięciwa profilu kierownicy [m]
C_d	– współczynnik dyssypacji
C_f	– współczynnik tarcia
C_p	– $(p_{t0} - p_{si})/(p_{t0} - p_{s0})$
e_{RMS}	– wartość skuteczna (rms) pulsacji mierzonego sygnału napięcia [V]
f	– częstotliwość [Hz]
h	– współrzędna promieniowa określona od średnicy podstawy łopatki wzdłuż wysokości kanału przepływowego
H	– wysokość kanału [m], parametr kształtu warstwy przyściennej
$K1, K2$	– odpowiednio: oznaczenia pierwszej oraz drugiej kierownicy
m	– strumień masy [kg/s]
Ma	– <i>liczba Macha</i>
M	– moment obrotowy [Nm]
n	– prędkość obrotowa [Hz] lub [1/min]
p	– ciśnienie [Pa]
P	– moc [W]
s	– współrzędna obwodowa profilu począwszy od krawędzi natarcia
Sc	– obwód profilu łopatki kierowniczej od strony ciśnieniowej i ssącej
T	– temperatura [K], podziałka kierownicy [m]
E	– napięcie mierzone na przetworniku termooanemometrycznym w obecności przepływu [V]

E_0	– napięcie mierzone na przetworniku termooanemometrycznym bez przepływu [V]
E^*	– $(E - E_0)/E_0$
U_e	– prędkość na brzegu warstwy przyściennej [m/s]
S'''	– lokalny przyrost entropii [$W/(Km^3)$]
S''	– przyrost entropii w warstwie przyściennej [$W/(Km^2)$]
Re	– liczba Reynoldsa
$W1, W2$	– odpowiednio: oznaczenia pierwszego oraz drugiego wirnika
x	– współrzędna w kierunku obwodowym [m]
x'	– współrzędna w kierunku obwodowym określająca wzajemne położenie kierownic
y	– współrzędna w kierunku promieniowym, odległość od ścianki [m]
y^+	– bezwymiarowa odległość od ścianki w warstwie przyściennej
z	– współrzędna w kierunku osiowym [m]
b_z	– szerokość wieńca w kierunku osiowym [m]

INDEKSY

0	– na wlocie
1	– na wylocie z pierwszej kierownicy
2	– na wylocie z pierwszego wirnika
3	– na wylocie z drugiej kierownicy
4	– na wylocie z drugiego wirnika
a	– odnoszący się do warunków otoczenia
s	– parametry statyczne czynnika
t	– parametry całkowite czynnika
sr	– parametry uśrednione na podziałce, ze wszystkich pozycji clockingu kierownic
ref	– parametry odniesieniowe
wlot	– parametry na wlocie w przekroju „Parametry na wlocie” rys. 4.12.

1. WSTĘP

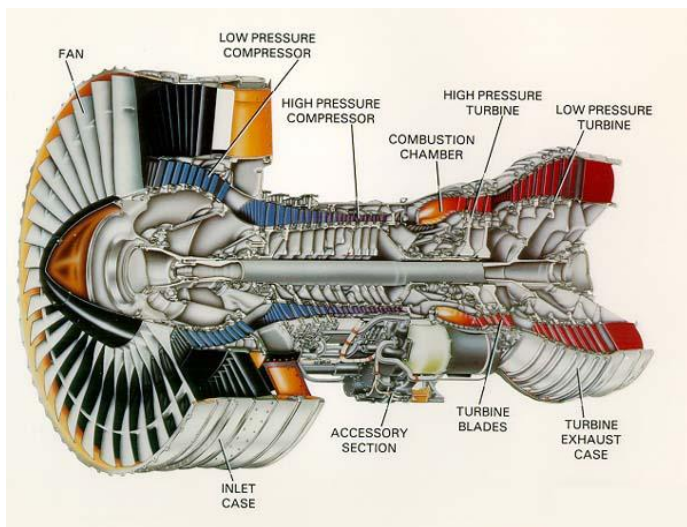
Racjonalna gospodarka zasobami energetycznymi stanowi jedno z najważniejszych zagadnień ostatnich dziesięcioleci. Rezerwy światowych zasobów surowców zmniejszają się, a konsumpcja stale wzrasta – w latach 1980 – 2003 światowa produkcja energii elektrycznej podwoiła się.

Optymalne zarządzanie zasobami surowców jest niezbędne ze względu na konieczność ograniczenia emisji CO₂, zapewnienie dalszego wzrostu ekonomicznego i związanej z nim poprawy jakości życia ludzi. Może to nastąpić poprzez poprawę sprawności maszyn i urządzeń energetycznych oraz racjonalizację procesów konwersji energii. Dla przykładu, znaczący wzrost cen paliw lotniczych w ostatnim dziesięcioleciu nie zahamował wzrostu liczby pasażerów linii lotniczych. Konkurencja na tym rynku spowodowała racjonalizację procesów konwersji energii i w rezultacie obniżenie cen niektórych produktów i usług, co uczyniło je dostępnymi dla większej części ludności. Przykładowo, koszty podróży lotniczych stają się porównywalne z kosztami podróżowania koleją czy samochodem, co powoduje, że przeciętny obywatel USA statystycznie odbywa trzy podróże lotnicze w roku [Behr, 2007].

Największy udział w produkcji energii elektrycznej konsumowanej przez populację ludzką mają turbiny parowe i silniki turbospalinowe, zwane również turbinami gazowymi - produkują one ~80% energii elektrycznej [Howell, 1999]. Z tego powodu dalszy wzrost ich sprawności ma kluczowe znaczenie dla gospodarowania energią. W chwili obecnej sprawności procesów konwersji energii w układach kombinowanych parowo – gazowych, w których współpracują turbiny parowe z silnikami turbospalinowymi, przewyższają 56% [Eckardt, 2005], a w niedalekiej przyszłości mają osiągnąć 62% [Cardanome, 2005].

Pierwszymi maszynami przepływowymi wytwarzającymi energię elektryczną były turbiny wodne, a następnie turbiny parowe [Gundlach, 2005]. Dynamiczny rozwój silników turbospalinowych po 1945 roku umożliwił zastosowanie ich do napędu samolotów, czołgów, okrętów, itp. oraz jako silników do generacji energii elektrycznej od małej mocy 3 kW do nawet ponad 380 MW [Bohn, 2003]. Nowoczesna wersja lotniczego silnika turbospalinowego, stosowanego we współczesnych samolotach (silnik dwuwałowy i dwuprzepływowy) została pokazana na rys 1.1.

Wentylator silnika napędzany jest kilkustopniową turbiną niskiego ciśnienia (LPT) i może wytwarzać nawet 80% ciągu całego silnika. Sprawność przepływowa sprężarki wynosi ~90%, natomiast turbiny, a w szczególności turbiny niskiego ciśnienia, osiąga nawet powyżej 90% [Howell, 1999]. Moc wyjściowa pokazanego na rys. 1.1 silnika turbospalinowego jest różnicą mocy turbiny i sprężarki. Stosunek ich mocy w przybliżeniu wynosi jak 2:1. Oznacza to, że małe zmiany w sprawności poszczególnych komponentów silnika mogą spowodować dużo większe proporcjonalne zmiany mocy wyjściowej. Zatem sprawność poszczególnych elementów silnika jest jednym z głównych jego parametrów.



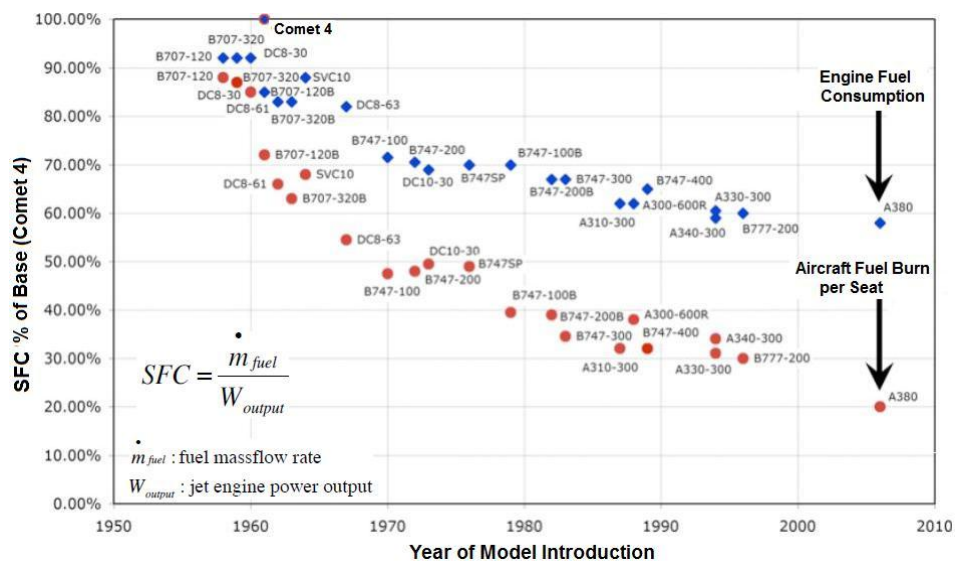
Rys. 1.1. Nowoczesny silnik dwuprzepływowy Pratt&Whitney [Lord,Tillman, 2000]

Jednym z najważniejszych parametrów silnika turbospalinowego, odwrotnie proporcjonalnym do jego sprawności, jest współczynnik SFC (Specific Fuel Consumption), który określa zużycie paliwa na jednostkę mocy. Przykładowo, wzrost sprawności turbiny niskoprężnej lub wysokoprężnej (rys. 1.1) o 1 % zmniejsza zużycie paliwa od 0.5 do 1% na jednostkę jego mocy [Hodson, Howell, 2005]. Na rys. 1.2 przedstawiono zmiany współczynnika SFC jednostkowego zużycia paliwa samolotów pasażerskich oraz jednostkowe zużycie paliwa przypadające na jednego pasażera od czasu wprowadzenia w latach sześćdziesiątych do eksploatacji samolotu odrzutowego Comet 4 do chwili obecnej [Monsour, 2009]. Zmiany wspomnianych współczynników odniesiono do odpowiadających im współczynników dla samolotu Comet 4.

Z rysunku 1.2 wynika, że od rozpoczęcia eksploatacji samolotu Comet 4 do roku 2006 zmniejszono zużycie paliwa na jednostkę mocy silnika turbospalinowego o ~60%, a zużycie przypadające na jednego pasażera o ~80 %. Znaczący udział w tej redukcji paliwa, bo aż 57%, miało zwiększenie sprawności silnika turbospalinowego, a w szczególności jego turbiny.

Na rys. 1.2 widoczne jest również zahamowanie postępu w redukcji ilości zużywanego paliwa na jednostkę mocy w ostatnim okresie, tj. od końca lat osiemdziesiątych. Redukcja współczynnika w latach wcześniejszych związana była zarówno z osiągnięciami aerodynamiki, jak również ze wzrostem ciśnienia i temperatury przed turbiną. Przez te lata następował wzrost sprawności poszczególnych komponentów, jak i całej turbiny gazowej. Zwiększenie sprawności turbiny poprzez wzrost temperatury czynnika na jej wlocie jest bardzo trudne do realizacji z uwagi na ograniczenia dotyczące materiałów wykorzystywanych do budowy turbiny. Czas pracy takich prototypowych turbin jest wciąż bardzo krótki i nie przekracza kilkuset godzin [Langston, 2007]. Z drugiej strony istnieje

granica możliwości redukcji współczynnika SFC – nawet najbardziej sprawny samolot i silnik turbospalinowy musi zużywać paliwo ze względu na lepkość powietrza i konieczność pokonania jego oporów. Wydaje się jednak, że ta granica nie została jeszcze osiągnięta.



Rys. 1.2. Jednostkowe zużycie paliwa SFC dla turbin lotniczych w funkcji roku wejścia samolotu do eksploatacji [Monsour, 2009]

Dla przykładu, znaczące efekty mogą przynieść już niewielkie zmiany parametrów pracy silnika, np. obniżenie temperatury wirnika turbiny o 15 K powoduje dwukrotny wzrost jego żywotności [Friedrichs, 1997], które mogą być osiągnięte poprzez odpowiednie oddziaływanie na pole przepływu w wieńcu łopatkowym [Behr, 2007]. Stąd również dalszy wzrost sprawności wielostopniowych turbin parowych i przemysłowych silników turbospalinowych jest głównie zależny od wykorzystania możliwości wzrostu sprawności przepływowej układów łopatkowych w przepływach niestacjonarnych [Świrydzuk, Gardzilewicz, 2002], [Hodson, Howell, 2005]. Zwiększenie sprawności turbin wiąże się z wykorzystaniem pozytywnych efektów zjawisk niestacjonarnych, które prowadzą do redukcji strat. Wymaga to nowych rozwiązań w wielu dziedzinach, w tym również dalszych osiągnięć w aerodynamice, szczególnie w odniesieniu do fizyki przepływów niestacjonarnych ze zwróceniem uwagi na mechanizmy generacji strat [Walsh et al., 2007], [Riegler, Bichlamaier, 2007].

Zmniejszenie liczby łopatek w wieńcach turbin lotniczych [Haselbach et al., 2002], w przemysłowych turbinach gazowych [Cardamone, 2005] i w turbinach parowych [Segawa et al., 2002] prowadzi do wzrostu ich obciążenia i możliwości wystąpienia stref oderwania przepływu w warstwie przyściennej. Zmniejszenie liczby łopatek w wieńcu nie musi jednak prowadzić do wzrostu jego strat w porównaniu do wieńca z łopatkami o małym obciążeniu [Hodson,

Howell, 2005]. Może również prowadzić do znaczącego spadku strat profilowych i w przepływach wtórnych, co powoduje wzrost sprawności turbiny [Segawa et al., 2002].

Atrakcyjną metodą podwyższenia sprawności wielostopniowej maszyny przepływowej, np. dwustopniowej turbiny, jest koncepcja clockingu. Oznacza ona, że sprawność, np. dwustopniowej turbiny, przy takiej samej liczbie łopatek w kierownicach lub w wirnikach będzie zależała odpowiednio od względnego położenia wieńców kierownic (clocking kierownic) lub od względnego położenia wieńców wirnikowych (clocking wirników).

Ustawiając optymalne położenie wieńców kierownic bądź wirników lub jednocześnie kierownic i wirników (total clocking) można zmniejszyć straty w turbinie i zwiększyć jej sprawność nawet o ponad 2% [Haldeman, 2003]. Potencjalny zysk związany ze zjawiskiem clockingu może być również wykorzystany w wielu innych obszarach. Optymalne ustawienie wieńców kierowniczych i wirujących może prowadzić do spadku temperatury łopatki wirnika, zmniejszenia drgań maszyny, zmniejszenia jej hałasu, rozszerzenia zakresu stabilnej pracy itp.

W przypadku clockingu kierownic w dwustopniowej turbinie w pierwszym stopniu aerodynamiczna interakcja kierownicy z wirnikiem powoduje zróżnicowanie przepływu na obwodzie za pierwszym wirnikiem zgodnie z podziałką kierownicy. Zróżnicowanie to wynika z przenoszenia zjawisk powstałych w pierwszej kierownicy, tj. dużych wirów i śladów załopatkowych, na wieńiec wirnika i drugą kierownicę. Zjawisku temu towarzyszą zmiany strat, w szczególności w warstwach przyściennych na łopatkach wieńców drugiego stopnia w zależności od clockingu kierownic, które wpływają na sprawność turbiny.

Należy podkreślić, że mechanizm clockingu kierownic czy wirników nie jest jeszcze w pełni zrozumiany, co wynika ze złożoności zjawisk niestacjonarnych w wielostopniowych maszynach przepływowych. W szczególności nie jest rozumiana redukcja strat w przepływie. Przykładowo, w clockingu kierownic redukcja strat ma miejsce, gdy turbulentny ślad z pierwszej kierownicy napływa na krawędź natarcia drugiej. Oddziaływania wynikające z aerodynamicznej interakcji kierownicy i wirnika w wieńcu następującym są kompleksowe i biorą w nich udział duże struktury wewnętrzne różniące się od reszty strugi. Poznanie tego zjawiska, którego efektem jest redukcja strat w przepływie niestacjonarnym, nawet o kilkadziesiąt procent, ma bardzo ważne znaczenie dla zwiększenia sprawności maszyn przepływowych i zakresu ich stabilnej pracy. Stąd badania zjawiska clockingu są bardzo ważne dla ulepszenia metod obliczeniowych, które będą zastosowane do projektowania stopni turbin następnej generacji, w których interakcja dużych wewnętrznych struktur przepływu zostanie wykorzystana do redukcji strat i podwyższenia sprawności turbiny.

Dotychczas jednak tylko w jednym przypadku badań dwustopniowej turbiny clocking wirników i kierownic wpływał znacząco na sprawność turbiny zmieniając jej wartość o ponad 4% w zależności od clockingu kierownic i wirników [Jouini et al., 2003]. W pozostałych przypadkach badań zjawiska clockingu

w turbinach osiągnięto jedynie lokalne efekty, które prowadziły do redystrybucji strat i niewielkich zmian sprawności turbiny.

W niniejszej pracy wykonano badania clockingu kierownic w dwustopniowej turbinie, której geometria odpowiadała geometrii turbin parowych przemysłowych z kierownicami o znacznie większych podziałkach i cięciwach łopatek w stosunku do podziałek i cięciw łopatek w wieńcach wirnikowych. W dostępnej literaturze brak jest informacji o wpływie clockingu kierownic w tego typu turbinie na przepływ i zmiany sprawności turbiny.

Na postawie przeglądu literatury można sadzić, że w tego typu turbinie oddziaływania potencjalne kierownic jak i ich śladów załopatkowych będą miały znaczenie nie tylko w układzie bezwzględnym kierownic, ale również będą znaczące w układzie względnym wirników. Z analizy literatury wynika, że clocking wirników może wpływać bardziej znacząco na zmiany sprawności wirników i stąd całej turbiny niż clocking kierownic. W tej koncepcji turbiny clocking kierownic może mieć również duży wpływ na zmiany sprawności wirników. Sprawności przepływowe wirników zwykle są mniejsze niż wieńców stacjonarnych – kierownic. Stąd zwiększając podziałki kierownic w stosunku do podziałek wirników silniej oddziałuje się potencjalnie i poprzez ślady z kierownic na przepływ w kanałach wirnikowych. W rozpatrywanej geometrii turbiny, poprzez prostszy do realizacji clocking kierownic, można uzyskać potencjalnie duże zmiany sprawności wirników w zależności od clockingu kierownic, co w efekcie może prowadzić do znaczącego wzrostu sprawności wirników i całej turbiny.

Zasadniczym problemem, który wymagał rozwiązania był brak możliwości oszacowania zmian strat poszczególnych wieńców w zależności od clockingu kierownic. W tym celu konieczne było zastosowanie odpowiedniej metodyki badań zmian strat w warstwach przyściennych w celu oszacowania potencjału clockingu danego wieńca łopatkowego. Zaproponowano prostą metodę oszacowania zmian strat w oparciu o obliczenia i pomiary rozkładu średniego ciśnienia na łopacie. Zastosowanie w praktyce tej metody pozwoliłoby na oszacowanie efektów clockingu i wykorzystanie ich w projektowaniu stopni maszyn przepływowych. Wykonanie badań zmian strat w funkcji clockingu kierownic dla poszczególnych wieńców łopatkowych pozwoliłoby również otrzymać nową informację o zmianach strat w zjawisku clockingu, która umożliwiłaby w większym stopniu niż dotychczas poznać mechanizm clockingu.

W pracy przedstawiono również koncepcję stosunkowo prostego przestrzennego kształtowania łopatek wieńców kierownic. Wykonano obliczenia i badania eksperymentalne turbiny ze zmodyfikowaną pierwszą kierownicą. Zasadniczym celem tej części pracy było zbadanie, jak zmiana kształtu śladu załopatkowego pierwszej kierownicy wpływa na pole przepływu i sprawność turbiny w zależności od clockingu kierownic.

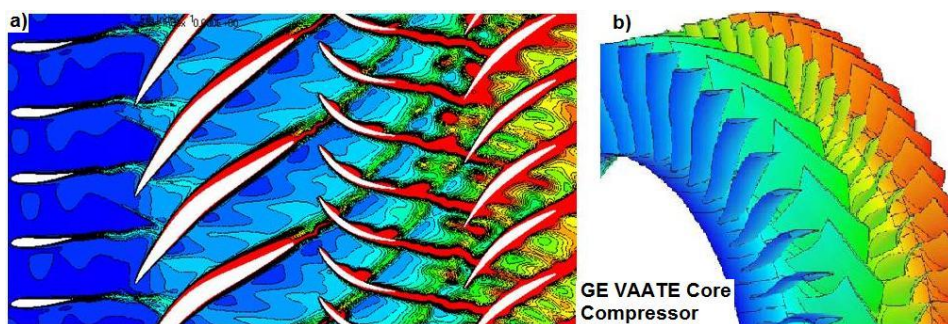
2. WSPÓŁCZESNY STAN WIEDZY

2.1. Wprowadzenie

Przepływ w maszynach przepływowych jest z natury niestacjonarny i wynika ze względnego ruchu wieńców stacjonarnych – kierownic i wirujących – wirników. Ten względny ruch wieńców prowadzi do wzajemnych lepkich i nielepkich (potencjalnych) interakcji pomiędzy przepływem w sąsiednich wieńcach łopatek. Głównym źródłem niestacjonarności w przepływie przez stopnie maszyn przepływowych osiowych jest aerodynamiczna interakcja przepływu w kierownicy z przepływem w wirniku, która znacząco wpływa na osiągi turbiny, tym samym ma wpływ na straty. Szacuje się, że straty generowane przez niestacjonarny przepływ mogą wynosić nawet kilkadziesiąt procent strat całkowitych stopnia [Chaluvadi, 2000].

Straty te wynikają z oddziaływań niestacjonarnego przepływu potencjalnego, interakcji śladów spływających z poprzedzającego wieńca, przecieków nad wieńcami i oddziaływania struktur przepływu wtórnego. Udział ich będzie wzrastał wraz ze wzrostem liczby stopni, a z drugiej strony wzrostem podziałek, a więc redukcją liczby łopatek w wieńcu. W przypadku maszyn wielostopniowych turbulencja i okresowe oddziaływania prowadzą do coraz bardziej skomplikowanego obrazu przepływu, co widoczne jest na rys. 2.1a.

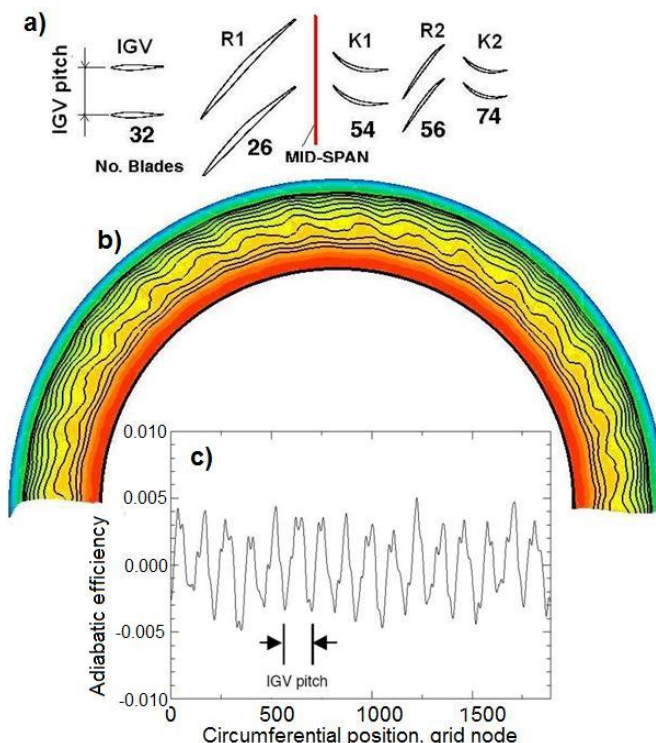
Pokazany obraz niestacjonarnego pola przepływu w dwustopniowej sprężarce osiowej w połowie wysokości jej kanałów otrzymano z symulacji numerycznych równań Naviera - Stokesa dla modelu przepływu niestacjonarnego (URANS), które wykonano w ramach programu badań wysoko obciążonych układów łopatkowych turbin i sprężarek osiowych VAATE (Versatile Affordable and Advanced Turbine Engine) [Gorrell et al., 2007]. Na rysunku 2.1 a i b pokazano wyniki numerycznego modelowania strat energii określonych w oparciu o generację entropii i jej transport w przepływie przez osiową sprężarkę.



Rys. 2.1 a) Uzyskany numerycznie chwilowy rozkład entropii w przepływie przez dwustopniową sprężarkę w połowie wysokości kanałów, b) uśredniony rozkład entropii przy powierzchni łopatek. Kolor czerwony oznacza wysoki poziom entropii, niebieski – niski [Gorrell et al., 2007]

Widoczne na rys. 2.1a ślady spływowe kierownic i wirników charakteryzujące się wyższą entropią zostają pocięte na segmenty przez krawędzie wlotowe łopatek. Różnią się one jednak od reszty strugi w następnych wieńcach i są identyfikowalne w następnej kierownicy. Wynika z tego, że kierownica za wirnikiem będzie pracowała w innych warunkach napływu niż kierownica na wlocie. Niestacjonarne oddziaływanie pociętych przez wirnik śladów z pierwszej kierownicy i śladów wirnikowych powoduje zmiany parametrów przepływu za wirnikiem w kierunku promieniowym i obwodowym na podziałce kierownicy. W szczególności zmieniają się w tych kierunkach średnie parametry przepływu, takie jak ciśnienie, temperatura i prędkość.

Na rys. 2.2 pokazano wyniki obliczeń przepływu średniego w sprężarce osiowej za wirnikiem, w przekroju oznaczonym kolorem czerwonym (rys. 2.2a), prostopadłym do osi maszyny. Obliczenia wykonano dla dużej liczby kanałów przepływowych, odpowiadających połowie przekroju poprzecznego wieńca sprężarki. Określona na podstawie temperatury i ciśnienia lokalna sprawność przepływu w środku kanału wykazuje okresowe zmiany, które powtarzają się z podziałką kierownicy wstępnej (IGV) (rys.2.2c).



Rys. 2.2. Wyniki obliczeń pola przepływu w dwustopniowej sprężarce osiowej;
 a) przekrój osiowy sprężarki, b) rozkład sprawności przepływu w szczelinie międzywieńcowej za pierwszym wirnikiem, c) rozkład sprawności przepływu w połowie wysokości kanału w kierunku obwodowym [Van Zante et al., 2005]

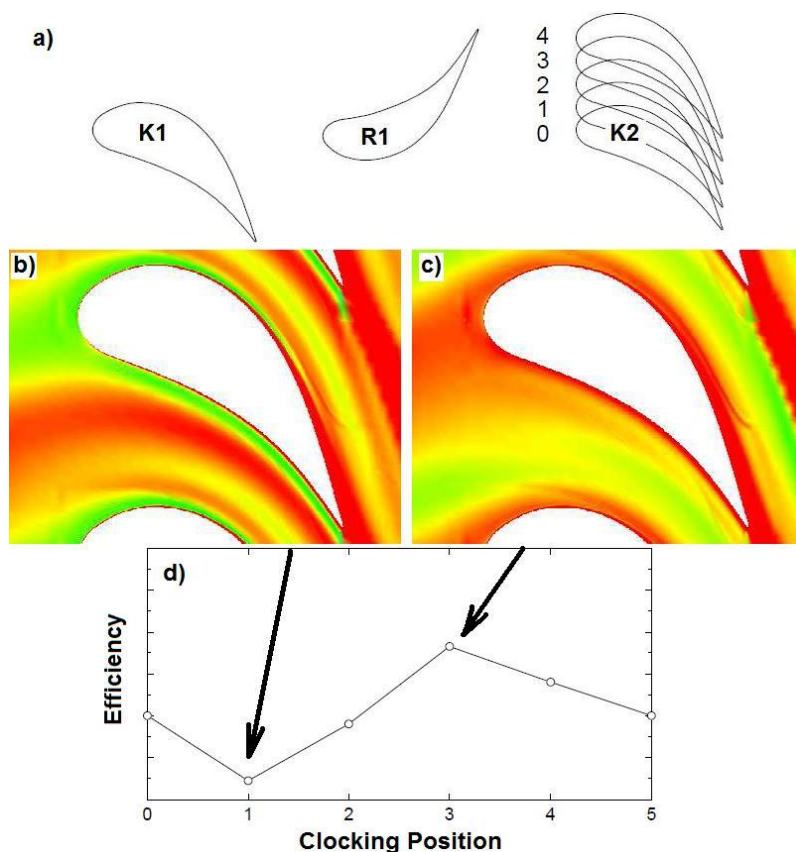
Zmiany sprawności na podziałce kierownicy wstępnej w środkowej części kanału wynoszą 1% jej wartości średniej w tym obszarze. Wynikają one głównie ze wspomnianego wcześniej wpływu przenoszenia zjawisk powstałych w kierownicy IGV na wieniec wirnika R1. Zmiana obwodowego położenia łopatek kierownicy wstępnej (IGV) będzie powodowała przesunięcie po obwodzie pokazanych na rys. 2.2c lokalnych zmian sprawności, co zmieni ich położenie względem łopatek kierownicy K1.

Zmiana położenia kierownicy IGV będzie powodowała zmianę warunków napływu na poszczególne łopatki kierownicy K1. Rozkłady parametrów na wlocie do poszczególnych kanałów kierownicy K1 będą zależały od wzajemnego położenia łopatek kierownic, tj. od clockingu kierownic.

Cizmas i Dorney [Cizmas i Dorney, 1998] drogą symulacji komputerowej (2D URANS) pokazali, że zmiana sprawności drugiej kierownicy i całej turbiny, przy takiej samej liczbie łopatek jak w pierwszej kierownicy, będzie zależeć od wspomnianych warunków napływu na łopatki drugiej kierownicy (rys. 2.3). Najwyższą jej sprawność otrzymali, gdy strumień o niskiej prędkości i wysokiej wartości entropii (czerwony kolor, rys. 2.3b) wpływał na krawędź natarcia łopatek. Natomiast najniższa sprawność wystąpiła, gdy ten strumień wpływał do środkowej części kanałów kierownicy K2. Obliczenia te pokazują jednoznacznie, że sprawność drugiej kierownicy zależy od wzajemnego położenia kierownic K1 i K2, pokazanych na rys. 2.3a, tj. od tzw. clockingu kierownic (rys. 2.3d). Podobna sytuacja zachodzi w układzie względnym i będzie dotyczyła wzajemnego oddziaływania wirników, tj. clockingu wirników.

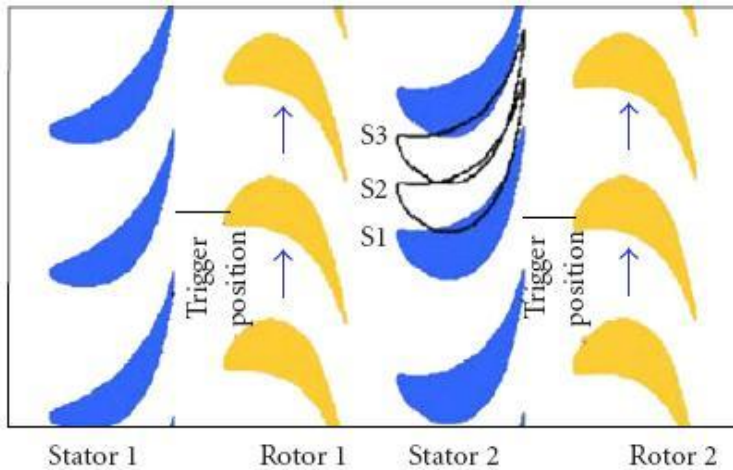
Znajduje to potwierdzenie w badaniach eksperymentalnych. W badaniach Halsteada [Halstead et al., 1997] zmiany strat profilowych na łopacie drugiej kierownicy w funkcji wzajemnego położenia kierownic (clockingu kierownic) wynosiły aż 25% ich średniej wartości i to dla nieoderwanej warstwy przyściennej na profilu.

Zmiany sprawności wieńców, czy też lokalnych parametrów pola przepływu w maszynie przepływowej wynikające tylko ze zmiany ich położenia względem siebie na obwodzie określane są w literaturze przedmiotu wzajemnym oddziaływaniem kierownic bądź wzajemnym oddziaływaniem wirników, w skrócie clockingiem lub indeksowaniem (stator-to-stator lub rotor-to-rotor clocking/indexing) kierownic lub wirników [Haldeman, 2003]. Można rozpatrywać również łączne oddziaływanie, tj. jednoczesne oddziaływanie kierownic i wirników, czyli całkowity clocking [Jouini et al., 2003]. Warunkiem oddziaływania wieńców tego samego rodzaju sąsiednich stopni jest taka sama liczba ich łopatek. W takim przypadku zmiany na wlocie do wszystkich kanałów rozpatrywanego wieńca będą takie same i w rezultacie zmiany strat we wszystkich kanałach będą ze sobą w fazie, co przełoży się na wahania strat, czy też zmiany sprawności wieńców kierowniczych i wirnikowych.

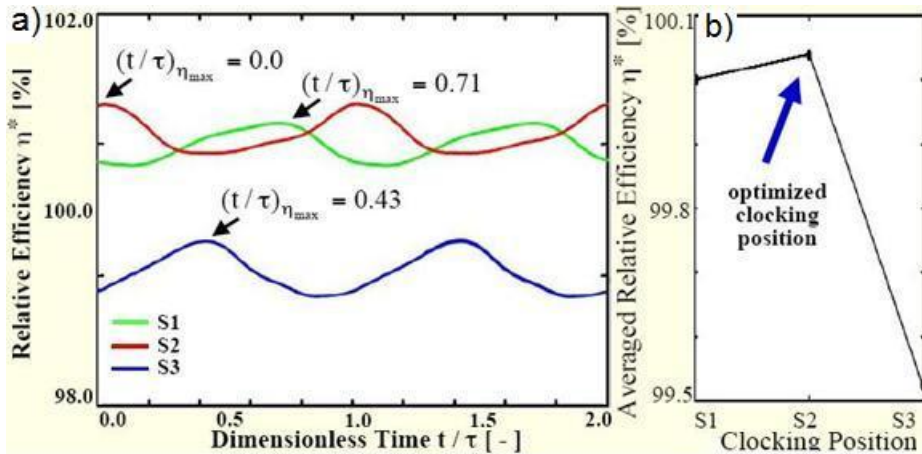


Rys. 2.3. Wpływ położenia kierownicy K2 za wirnikiem na sprawność turbiny;
a) przekrój osiowy stopnia turbiny, b i c) rozkłady entropii w strudze na wlocie do kierownicy K2 (czerwony kolor – wysoki poziom entropii, zielony – niski),
d) wpływ kierownicy K2 na sprawność turbiny [Cizmas i Dorney, 1998]

Jak podają Cizmas i Dorney [Cizmas, Dorney, 1999] potencjalne możliwości poprawy sprawności wielostopniowej turbiny poprzez odpowiednie wzajemne ustawienie wieńców kierowniczych lub wirnikowych były rozpatrywane już w latach 80. Eksperymentalnie zmiany sprawności turbiny w funkcji położenia kierownic zbadał Huber [Huber et al., 1996]. Natomiast podstawy fizyczne clockingu kierownic w dwustopniowej turbinie parowej pokazał na drodze obliczeniowej Bohn [Bohn et al., 2005b]. Na rysunkach 2.4 i 2.5 pokazano część przepływową turbiny oraz wyniki obliczeń trójwymiarowego niestacjonarnego przepływu otrzymane z rozwiązań równań Naviera-Stokesa (URANS) dla nominalnej częstości obrotów turbiny i trzech wzajemnych położań kierownic. Zmiana wzajemnego położenia kierownic pokazana na rys. 2.4 była realizowana poprzez obrót drugiej kierownicy.



Rys. 2.4. Przekrój osiowy dwustopniowej turbiny parowej [Bohn et al., 2005b]



Rys. 2.5. Wyniki obliczeń względnej sprawności dwustopniowej turbiny dla podanych powyżej wzajemnych położen kierownic [Bohn et al., 2005b]

Wyniki obliczeń sprawności przepływowej turbiny, dla pokazanych na rys. 2.4 wzajemnych położen kierownic S1, S2 i S3, przedstawiono na rys. 2.5 a i b. Po lewej stronie widoczne są zmiany sprawności turbiny w funkcji czasu w układzie bezwzględnym, a po prawej jej uśrednione wartości. Okresowość zmian sprawności w czasie związana jest z okresem przechodzenia łopatek wirnika, tj. z częstością łopatkową. Zmiany strat związane są głównie z przejściem śladów spływowych w kanałach wirników. Badania w jednostopniowej turbinie pokazały, że obecność śladu z kierownicy w kanale wirnika wywołuje zmiany strat wynoszące 24% jego strat średnich [Kasuga et al., 2003]. Zmiana wzajemnego położenia kierownic powoduje natomiast zmianę średniej wartości sprawności turbiny. Dla położenia kierownic oznaczonego jako S2 średnia sprawność turbiny

jest najwyższa i różni się od najniższej w położeniu S3 o 0.52%. Uśrednione w czasie wartości sprawności turbiny dla poszczególnych położenia kierownic pokazano na rys. 2.5b.

W przekroju wylotowym turbiny Bohn [Bohn et al., 2005b] nie obserwował zmian w rozkładach ciśnienia i prędkości w zależności od clockingu kierownic. Obserwował natomiast zmiany temperatury, które jego zdaniem były główną przyczyną zmian sprawności turbiny pokazanych na rys. 2.5b.

Sprawność turbiny przy stałości stosunku ciśnień na wylocie i wlocie do turbiny i założeniu przepływu adiabatycznego, zgodnie ze wzorem (2.1), jest zależna tylko od przyrostu entropii w przepływie przez turbinę, a więc od strat w przepływie rzeczywistym. Produkcja entropii jest określona dwoma mechanizmami: lepkości i przewodnictwa cieplnego i jest zawsze dodatnia. Intensywność produkcji entropii związana z przewodnictwem cieplnym jest mała w stosunku do generacji entropii wywołanej lepkością płynu. Stąd straty w przepływie związane będą z dyssypacją energii wynikającą głównie z lepkości płynu [Puzyrewski, 1998],[Iandoli et al., 2008].

$$\eta = \frac{\left[\left(1 - \frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right) \cdot e^{(s_2 - s_1)} \right]^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}{1 - \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}}, \quad (2.1)$$

gdzie $\frac{p_{t2}}{p_{t1}}$ oznacza stosunek ciśnień na wylocie i wlocie do turbiny, a $(s_2 - s_1)$ przyrost entropii w turbinie.

Zmiany sprawności spowodowane clockingiem kierownic związane są zatem z redukcją prawidłowej i praktycznie użytecznej miary strat w przepływie adiabatycznym, jaką jest przyrost entropii płynu. Wyznaczenie sprawności turbiny ze wzoru (2.1) jest bardzo niedogodne, gdyż entropii nie można wyznaczyć na podstawie bezpośredniego pomiaru. Przyrost entropii $(s_2 - s_1)$ można wyznaczyć z zależności (2.2) w oparciu o pomiary ciśnienia i temperatury w płaszczyźnie kontrolnej wlotowej 1 i wylotowej 2 [Gundlach, 2005].

$$\frac{s_1 - s_2}{R} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \ln \left(\frac{T_{t1}}{T_{t2}} \right) - \ln \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right) \quad (2.2)$$

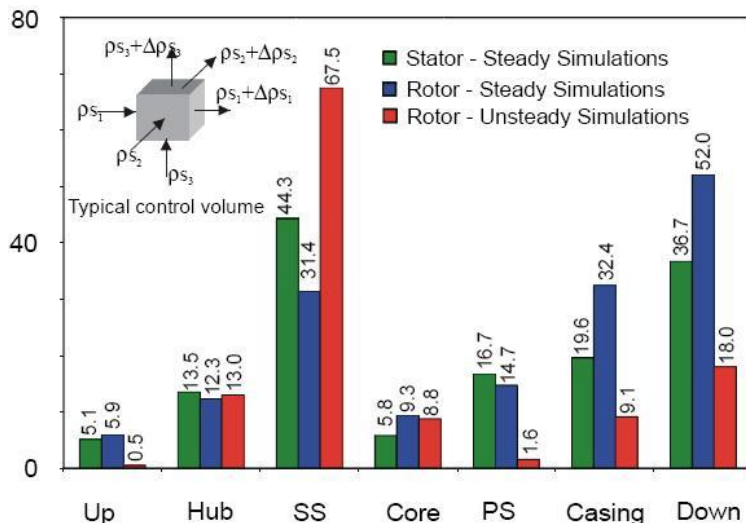
Równanie (2.2) potwierdza, że zmiany strat w postaci zmian przyrostu entropii, przy stałym stosunku $\frac{p_{t2}}{p_{t1}}$, będą wynikały głównie ze zmian temperatury w przepływie przez turbinę. Wyższa sprawność dla położenia kierownic S2 jest

wynikiem zmniejszenie strat w przepływie przez turbinę. Proces ten zachodzi tylko poprzez wzajemną zmianę położenia kierownic. Zmiany sprawności turbiny w funkcji tylko wzajemnego położenia kierownic czy wirników będą zależały od oddziaływań niestacjonarnych, które spowodują zmiany średniego pola przepływu w poszczególnych stopniach turbiny.

Problemy aerodynamicznej interakcji wieńców i generacji entropii w przepływach stacjonarnych i niestacjonarnych można pokazać na przykładzie bilansu strat z obliczeń stacjonarnych (RANS) i niestacjonarnych (URANS). Wyniki analizy strat przeprowadzonej w oparciu o rezultaty obliczeń stacjonarnych i niestacjonarnych jednostopniowej nowoczesnej turbiny z łopatkami krzywoliniowymi 3D pokazano na rys. 2.6 [Chaluvadi et al., 2002].

Wyniki obliczeń strat przy założeniu przepływu stacjonarnego i niestacjonarnego w turbinie pokazują procentowy udział oszacowanych strat w poszczególnych obszarach przepływowych kanału w stosunku do strat w całym kanale łopatkowym. Straty określono z obliczonej generacji entropii w poszczególnych obszarach kanałów przepływowych, co jest poprawnym podejściem do analizy strat wzdłuż ścieżki przepływu, wynikających z nieodwracalności zjawisk w maszynach przepływowych [Iandoli et al., 2008], [Walsh, Mc Eligot, 2007]. Widać, że straty obliczone przy założeniu przepływu stacjonarnego znacząco różnią się od strat obliczonych dla przepływu niestacjonarnego. Należy odnotować, że modele turbulencji w obu obliczeniach były takie same. Różnice strat wynikają zatem tylko z metody obliczania przepływu w turbinie. W obliczeniach stacjonarnych stosowano koncepcję „mixing plane”, która prowadzi do uśredniania parametrów przepływu po obwodzie (na podziałce) dla przejścia od obliczeń kierownicy do obliczenia przepływu na wirniku. Metoda zaniedbuje obwodowe zmiany przepływu i nie daje możliwości policzenia zmian sprawności spowodowanych clockingiem kierownic czy wirników. Metoda niestacjonarna ujmuje zmiany pola przepływu na wlocie wirnika i ich transport, stąd uwzględnia ich wpływ na pole przepływu w kanale wirującym, w szczególności na transport śladów z kierownicy poprzez kanał wirnikowy. Różnice w obliczonych stratach dają pewien pogląd o wpływie aerodynamicznej interakcji kierownicy z wirnikiem na zakres zmian strat w zjawisku clockingu.

Szczególnie duże różnice w obliczonych wartościach strat są na stronie ssącej łopatki wirnika (SS). Zwraca również uwagę duży udział strat w warstwach przyściennych w całym bilansie strat w stopniu (SS+PS). W przypadku wirnika aż 67.5% strat przypada na warstwę przyścienną na stronie ssącej. Obliczone straty przepływów wtórnych przy piąście (Hub) praktycznie nie różnią się i stanowią tylko 13% strat w poszczególnych wieńcach. Natomiast przy obrzeżu zewnętrznym (Casing) straty w przepływie niestacjonarnym na wirniku są trzykrotnie niższe od obliczeń stacjonarnych.



Rys. 2.6. Generacja strat w przepływie stacjonarnym i niestacjonarnym w jednostopniowej turbinie. Przedstawiono udziały strat w poszczególnych obszarach układu łopatkowego [Chaluvadi et al., 2002]

Z powyższych rozważań wynika, że entropia w przepływie niestacjonarnym, wynikającym z aerodynamicznego oddziaływania kierownicy z wirnikiem, generowana jest głównie w warstwach przyściennych. Na interakcję kierownicy z wirnikiem mają wpływ zjawiska związane z lepkością płynu [Chow et al., 2002], [Uzol et al., 2002], [Gorrell et al., 2007] oraz oddziaływania nielepkie – potencjalne wieńców [Parker, Watson, 1972], [Korakiantis, 1993], [Howell, Hodson, 2000]. Oba te czynniki odgrywają ważną rolę we wzajemnym oddziaływaniu wieńców, a nawet całych stopni [Behr et al., 2004].

Główny mechanizm clockingu odpowiadający za wielkość zmian sprawności turbiny w funkcji położenia wieńców jest bardzo złożony i dotąd nieznany. Wiąże się go z propagacją śladów załopatkowych z poprzednich stopni i ich oddziaływaniem z warstwami przyściennymi, które prowadzi do zmniejszenia oddziaływań niestacjonarnych na przepływ w następnych wieńcach, co powoduje redukcję strat w przepływie przez te wieńce [Haldeman, 2003].

Saren [Saren et al., 2006] uważa, że zjawisko clockingu jest sumą oddziaływań przepływu potencjalnego, śladów załopatkowych i dużych struktur wirowych. Ogólnie biorąc, wzajemne oddziaływanie kierownic i zmiana sprawności turbiny, jest rezultatem nieliniowego oddziaływania pomiędzy strukturami przepływu wygenerowanymi w sąsiednich stopniach i strukturami w rozpatrywanym wieńcu.

Z analizy wyników badań przedstawionych na rys. 2.3 i 2.6 wynika, że redukcja strat w wieńcu jest rezultatem ograniczenia strat w rdzeniu przepływu i prawdopodobnie również zmniejszenia strat w warstwach przyściennych. Maksymalną sprawność turbiny w zależności od clockingu kierownic lub wirników

otrzymamy wtedy, gdy strefy o wysokiej generacji entropii z poprzedniego stopnia skierujemy do obszarów o najwyższej generacji entropii w następnym wieńcu, tj. do warstw przyściennych. W rezultacie takiego procesu zmniejszymy generację entropii w tych obszarach i ochronimy strefę głównego przepływu o niskiej generacji entropii. W przeciwnym przypadku dla minimalnej sprawności w clockingu wzrasta generacja entropii w warstwach przyściennych i również w rdzeniu przepływu.

Udział poszczególnych zjawisk w przepływie mających wpływ na „poprawianie organizacji przepływu” zostanie rozpatrzony w następnych rozdziałach pracy.

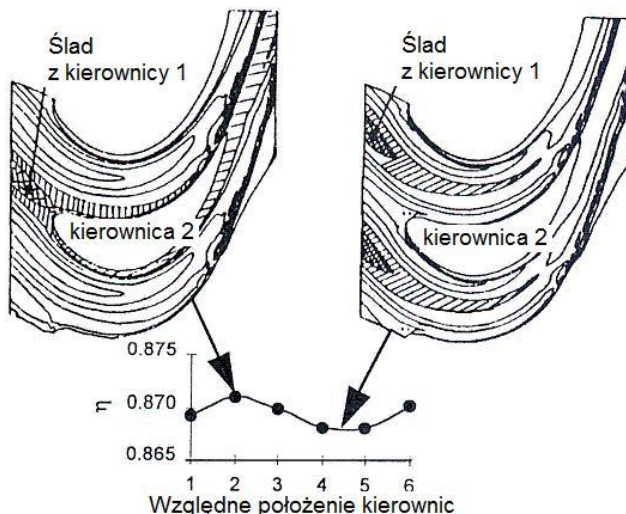
2.2. Pierwotne źródło zjawiska clockingu – zmiany przepływu średniego na wylocie z pierwszego stopnia

Pierwsze badania eksperymentalne wzajemnego oddziaływania kierownic (stator clocking) wykonał Huber [Huber et al., 1996] w dwustopniowej turbinie wysokoprężnej (HPT) głównego silnika pompy promu kosmicznego. Badania ograniczyły się do pomiarów obrotów, momentu na wale turbiny oraz średniego pola ciśnień i temperatur na wlocie i wylocie z turbiny. Wykonane pomiary umożliwiły określenie sprawności: z mocy na wale turbiny oraz ze spadku temperatury pomiędzy wlotem i wylotem. Zmiana położenia kierownic powodowała zmianę sprawności turbiny wynoszącą 0.4 punktu procentowego, rys. 2.7. Przy czym w połowie wysokości kanału zmiany sprawności określone ze spadku temperatury były większe i wynosiły 0.8 punktu procentowego. Pokazuje to, że potencjalne możliwości zmian sprawności turbiny wywołanych poprzez clocking mogą być większe, jeśli maksymalne wartości sprawności wzdłuż wysokości łopatki będą występowały dla tego samego wzajemnego położenia kierownic. „Obwodowe przesunięcia” maksymalnych sprawności związane były z przesunięciem po obwodzie strefy przepływu o wysokiej entropii, pokazanej na rys.2.3c, względem krawędzi natarcia łopatki drugiej kierownicy wzdłuż jej wysokości. Wtedy lokalne zmiany sprawności przepływu (pokazane na rys. 2.3d), skorelowane z krawędzią natarcia, nie występują jednocześnie na całej wysokości kanału kierownicy dla wybranego położenia kierownic.

Praca Hubera eksperymentalnie po raz pierwszy pokazała, że wzajemne położenie kierownic ma wpływ na sprawność turbiny. Eksperymentalna identyfikacja zmian sprawności turbiny była i jest problemem trudnym. Wymaga odpowiedniej jakości eksperymentu, który musi identyfikować bardzo małe zmiany sprawności, zwykle poniżej 1% wartości średniej, przy niepewności pomiaru zbliżonej do wartości zmian samej sprawności.

Towarzyszące pracy Hubera symulacje numeryczne niestacjonarnego przepływu (2D URANS) z prostym algebraicznym modelem turbulencji [Griffin et al., 1996] wykazały, że okresowe zmiany sprawności wynikają z przenoszenia zjawisk powstałych w kierownicy, tj. śladów załopatkowych, na wieniec wirnika

i kierownicę następnego stopnia. W wyniku tego procesu ślady z kierownicy tworzą za wirnikiem ścieżkę śladów o mniejszej prędkości średniej niż przepływ główny. Jeśli ta ścieżka śladów wpływała na krawędź natarcia łopatek drugiej kierownicy, sprawność turbiny była największa. Jeśli wpływała ona do środka kanału, sprawność była najmniejsza. Było to zaskakujące, gdyż niestacjonarne oddziaływania śladów i nieoderwanej warstwy przyściennej tradycyjnie prowadzi do powiększenia strat profilowych [Howell, Hodson, 2000] a nie odwrotnie.



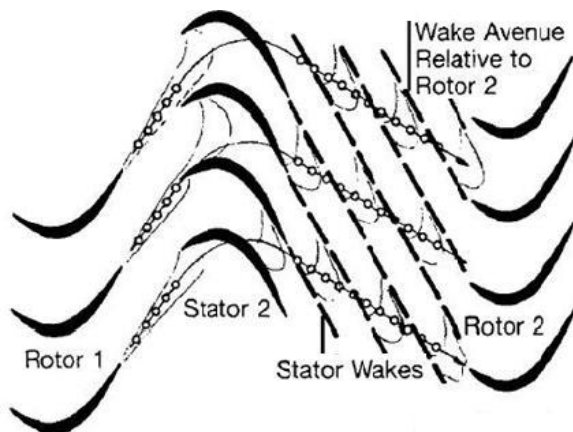
Rys. 2.7. Wpływ wzajemnego oddziaływania kierownic na sprawność dwustopniowej turbiny [Huber et al., 1996]

Należy podkreślić, że oddziaływania śladów załopatkowych z warstwami przyściennymi były znane od dość dawna jako składowa interakcji kierownic i wirników. Model oddziaływania śladów spływających z kierownicy i wirnika w turbinie dwustopniowej według Bindera (1989) pokazano na rys. 2.8 [Hodson, Howell, 2005]. Pokazuje on zachowanie się śladów schodzących z wieńców wirujących, dotyczy to zatem clockingu wirników. Ślady załopatkowe z pierwszego wirnika wpływają do kanałów kierownicy, zostają pocięte i odkształcone, niemniej jednak są strukturami, wyraźnie różniącymi się od reszty strugi. Tworzą one niestacjonarne ścieżki (wake avenue) o stałej lokalizacji w przestrzeni w układzie względnym.

Położenie ścieżki śladów na podziałce drugiego wirnika, przy takiej samej liczbie łopatek obu wirników, jest zależne od położenia pierwszego wirnika względem drugiego, czyli od clockingu wirników.

Z przedstawionego na rys. 2.8 obrazu, przepływ w stopniu można podzielić na przepływ średni, okresowy i losowy – turbulencję w przepływie. Szczegółowa analiza zjawiska clockingu musi zatem uwzględniać relacje pomiędzy tymi rodzajami przepływu.

Niektórzy sądzą, że clocking jest raczej „zjawiskiem stacjonarnym” związanym głównie z modyfikacją warunków napływu przepływu średniego na drugi stopień [Eulitz et al., 1996]. Stąd zmiany sprawności głównie mogą wynikać z faktu, że ścieżka śladów ma mniejszą prędkość niż przepływ główny. Nasuwa się pytanie, czy samo obniżenie prędkości w strefie śladu może spowodować wspomniane wcześniej 25% zmiany strat profilowych podane przez Halsteada [Halstead et al., 1997]?

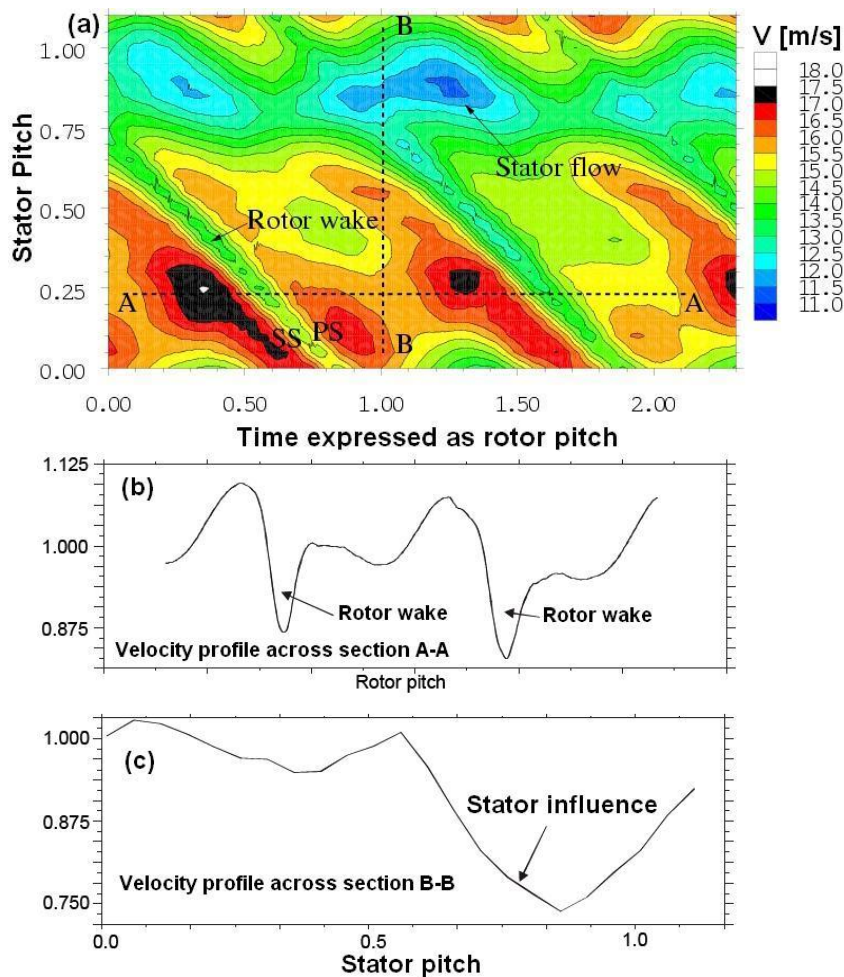


Rys. 2.8. Model wzajemnego oddziaływania wirników dwustopniowej turbiny według Bindera [Hodson, Howell, 2005]

Chaluvadi [Chaluvadi, 2000] przeprowadził badania rozkładu prędkości na podziałce kierownicy w przekroju kontrolnym za wirnikiem jednostopniowej turbiny, które można rozpatrywać jako rezultaty oddziaływania śladów z kierownicy w stopniu poprzedzającym. Kierownica była obracana względem stałej części obrzeża, w którym zamocowana była sonda termooanemometryczna mierząca chwilową prędkość.

Wyniki badań pola prędkości w połowie wysokości kanału przepływowego pokazano na rys. 2.9. Uśrednione fazowo, zawierające składową średnią i okresową, przebiegi absolutnej prędkości za wirnikiem dla różnych położeń kierownicy względem sondy pokazano na rys. 2.9a. Przebiegi poziome (przekrój A – A) pokazują zmiany prędkości na wylocie z wirnika dla danego położenia kierownicy względem sondy. Położenie kierownicy względem sondy zmienia się wzdłuż osi pionowej. Przekroje pionowe (przekrój B – B) obrazują zatem rozkłady prędkości uśrednionej fazowo w danej chwili na podziałce kierownicy.

Ślady za łopatkami wirnikowymi były obserwowane jako wąskie strefy o obniżonej prędkości. Widoczne są one bardzo dobrze (rys. 2.9a) w zakresie od 0 do 60% podziałki kierownicy (na osi pionowej). Rozkład chwilowej prędkości na wylocie z wirnika widać w przekroju A – A (rys. 2.9a), dodatkowo pokazanym na rys. 2.9b (przekrój A – A).



Rys. 2.9. Wyniki badań chwilowej prędkości za wirnikiem jednostopniowej turbiny w połowie wysokości kanału na podziałce kierownicy; a) wpływ położenia śladów z wirnika i kierownicy na mierzoną prędkość, b) rozkład prędkości w przekroju A – A, c) rozkład prędkości w przekroju B – B

W zakresie od 75 do 100% podziałki kierownicy (oś pionowa) obserwuje się strefę o znacznie niższej prędkości niż w pozostałym obszarze, jest ona rozciągnięta na całej podziałce wirnika (oś pozioma). Ślady za łopatkami wirnika są trudne do zidentyfikowania w tej strefie. Ten obszar jest rezultatem wpływu głównie śladów załopatkowych z kierownicy lub ściślej przepływu wynikającego z interakcji śladów wirnika i kierownicy. Przedstawiony na rysunku 2.9c rozkład prędkości na podziałce kierownicy w wybranej chwili czasowej odpowiadającej przekrojowi B – B (rys. 2.9a) pokazuje, że oddziaływanie niestacjonarne śladów kierowniczych prowadzi do znaczącej redukcji prędkości w tej strefie. Wskazuje to na intensywność oddziaływania śladów z kierownicy z przepływem w wieńcu

wirnikowym. W rezultacie interakcji kierownicy i wirnika pojawia się strefa niskiej prędkości, w której chwilowa prędkość może spaść nawet do 0.75 wartości prędkości maksymalnej głównego strumienia. Behr [Behr, et al. 2004] pokazał, że mogą również wystąpić tam zmiany kąta napływu na podziałce kierownicy, zatem napływ śladów z kierownicy następuje z mniejszą prędkością i pod innym kątem niż struga główna.

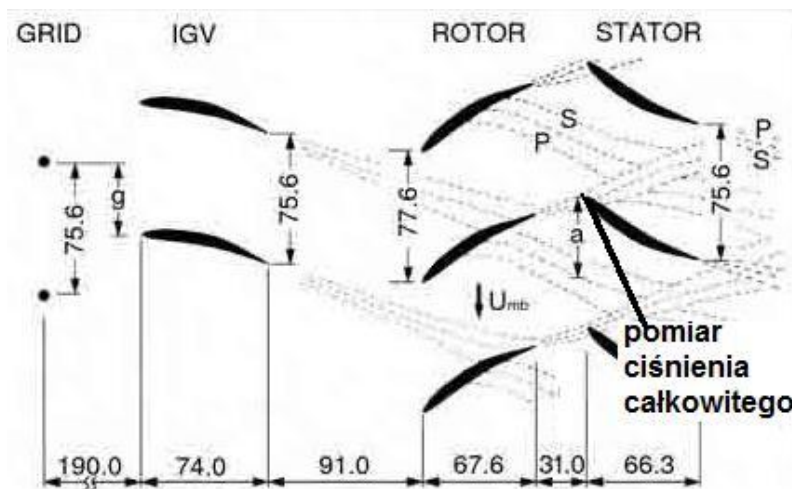
Zgrubną zmianę strat profilowych, spowodowanych obniżeniem prędkości średniej w strefie ścieżki śladów, można oszacować na podstawie proporcjonalności strat w warstwie przyściennej do prędkości na granicy warstwy w potędze trzeciej [Denton, 1993], [Griffin et al., 1996]. Przy założeniu, że rozkład prędkości średniej za wirnikiem na podziałce kierownicy nie będzie odbiegł znacząco od pokazanego na rys. 2.9c, straty w warstwie przyściennej na łopatkę drugiej kierownicy zmniejszą się w przybliżeniu o połowę przy napływie na jej krawędź natarcia strefy przepływu o mniejszej prędkości ze strefy „stator influence” (rys. 2.9c) w stosunku do strat przy napływie strefy o maksymalnej prędkości.

Przy założeniu, że dziesięć procent zmian strat profilowych odpowiada w przybliżeniu zmianom sprawności przepływowej o jeden procent [Dunham, 1996], clocking kierownic może powodować nawet pięcioprocentowe zmiany sprawności w środkowej części kanału drugiej kierownicy. Wynika stąd, że zmiany przepływu średniego na podziałce kierownicy mogą być przyczyną znaczących zmian sprawności wieńca. Clocking porządkuje ścieżkę przepływu kierując strefy o niższej prędkości w kierunku ścianek kanału, gdzie i tak przepływ musi tam zwolnić. Chroni jednocześnie główną strugę utrzymując ją z dala od ścianek kanału przepływowego.

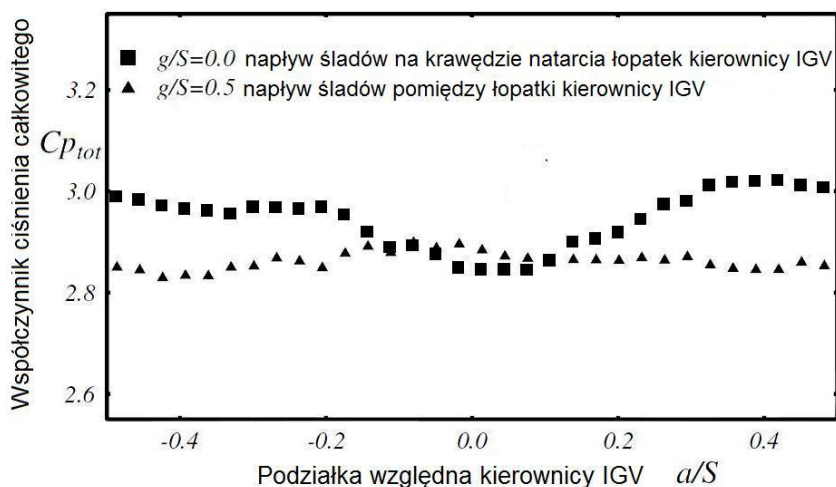
Spływające ślady są strukturami o wysokiej turbulencji, która ogólnie rozpatrując powinna powodować wzrost strat w warstwie przyściennej oraz przyczyniać się do ujednorodnienia strugi. Henderson [Henderson, 2006] pokazał, że wpływ turbulencji śladów na przepływ średni będzie zależeć od tego, czy oddziałują one z warstwami przyściennymi, czy ze strumieniem głównym.

Układ przepływowy jego $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarki osiowej pokazano na rys. 2.10. W sprężarce dodatkowo na wlocie zamontowano siatkę z prętów generujących ślady. Położenie siatki o takiej samej liczbie prętów, jak łopatek kierownic, można było zmieniać w kierunku obwodowym. W rezultacie otrzymywano różne położenie śladów za prętami względem łopatek kierownicy wstępnej IGW.

Wyniki pomiarów rozkładu współczynnika ciśnienia całkowitego $C_{p_{tot}}$ za wirnikiem na podziałce kierownicy IGW oznaczonej jako (a/S), w połowie wysokości kanału przepływowego pokazano na rys. 2.11, dla dwu różnych położen śladów za prętami. Przypadek $g/S = 0$ odpowiada napływowi śladów na krawędzie natarcia łopatek kierownicy IGW, natomiast położenie $g/S = 0.5$ napływowi śladów pomiędzy łopatki kierownicy.



Rys. 2.10. Układ przepływowy 1½ stopniowej sprężarki osiowej [Henderson, 2006]



Rys. 2.11. Zmiany ciśnienia całkowitego Cp_{tot} na podziałce kierownicy IGV za wirnikiem sprężarki [Henderson, 2006]. Współczynnik ciśnienia całkowitego Cp_{tot} jest różnicą ciśnienia za wirnikiem i na wlocie do sprężarki odniesioną do ciśnienia dynamicznego

Znaczące zmiany ciśnienia całkowitego Cp_{tot} na podziałce kierownicy IGV obserwowano, gdy ślady z prętów napływały na krawędzie natarcia łopatek kierownicy. Widoczne minimum w rozkładzie ciśnienia dla położenia $g/S = 0$ odpowiada położeniu śladów z kierownicy IGV. Natomiast wyniki dla $g/S = 0.5$ pokazują bardziej jednorodny bez wyraźnego minimum przebieg ciśnienia za wirnikiem niż dla $g/S = 0$. Niższe jest również ciśnienie całkowite uśrednione na podziałce kierownicy niż w przypadku $g/S = 0$, co oznacza wyższe straty w prze-

plywie niż dla przypadku $g/S = 0$. Najniższe ciśnienie całkowite występuje w strefie przepływu głównego, zatem straty rosną w przepływie głównym. W strefie śladów kierownicy IGV można zaobserwować nawet lekki wzrost ciśnienia całkowitego. Badania przeprowadzono w odległości sześciu wartości cięciwy kierownicy IGV od miejsca położenia prętów generujących ślady. Z badań Hendersona wynika, że oddziaływanie śladu i zawartej w nim turbulencji w stacjonarnych poprzedzających wieńcach może prowadzić do zróżnicowania przepływu na podziałce za wirnikiem i wpływać na straty, zarówno w wieńcu stacjonarnym jak i wirującym.

Należy podkreślić, że badania eksperymentalne w przepływie stacjonarnym w palisadach profili, z profilem prędkości i turbulencji na wlocie typowej dla śladu, pokazują znaczący wpływ turbulencji śladu na warstwę przyścienną następnego wieńca. Szczególnie wpływa ona na straty wysoko obciążonych profili z oderwaniem zamkniętym w warstwie przyściennej. Minimum strat na profilu wynika tutaj głównie ze zmiany przejścia laminarno – turbulentnego z oderwaniem w naturalne przejście laminarno – turbulentne [Ladwig, Fottner, 1993], [Engber et al., 1996]. Wpływ profilu prędkości średniej na wlocie do palisady na straty profilowe autorzy oceniali jako mniejszy od wpływu samej turbulencji.

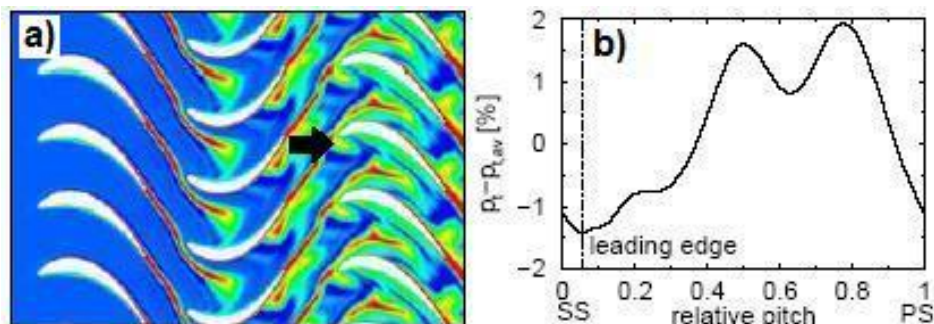
Griffin [Griffin et al., 1996] oszacował na podstawie symulacji numerycznych, że 70% redukcji strat w drugiej kierownicy w badaniach clockingu kierownic (rys. 2.7) wynikało z warunku brzegowego, tj. ze zmniejszenia prędkości napływu. Pozostała redukcja strat wynikała jego zdaniem z oddziaływań niestacjonarnych śladów z pierwszej kierownicy z warstwami przyściennymi rozwijającymi się na łopacie drugiej kierownicy.

Symulacje numeryczne niestacjonarnego przepływu głównie URANS przez stopnie turbiny, początkowo dwuwymiarowe, pokazały obraz przepływu podobny do modelu Bindera pokazanego na rys. 2.8. Ślady z pierwszej kierownicy spływające na wirnik zostają pocięte i odkształcone w polu prędkości wirnika, jednak za wirnikiem nie mieszają się ze śladami i są wyraźnie widoczne, co pokazano na rys. 2.12a [Arnone et al., 2002]. Segmenty śladu są wyginane, rozciągane lub ściskane w średnim polu prędkości.

Rezultatem niestacjonarnych aerodynamicznych oddziaływań kierownicy i wirnika jest zróżnicowanie średniego pola przepływu na obwodzie w stopniu. Na rys. 2.12b pokazano zmiany ciśnienia całkowitego na wylocie z wirnika w układzie absolutnym na podziałce kierownicy. Widoczna jest strefa przepływu o mniejszym ciśnieniu całkowitym, mniejszej prędkości i wyższej entropii związana ze śladami z pierwszej kierownicy.

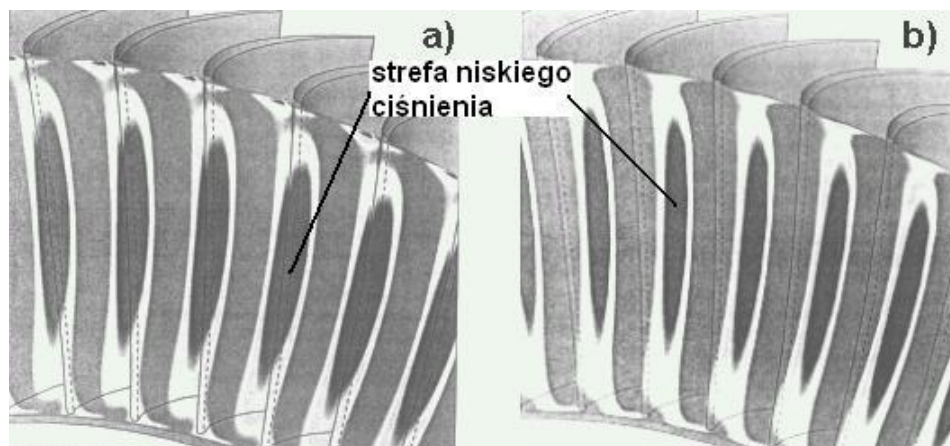
Metody obliczeniowe dwuwymiarowego przepływu (2D URANS) pozwalają obliczyć tylko interakcję śladów jako głównych struktur przepływu i związane z nimi zmiany strat profilowych w przepływie przez stopnie sprężarek i turbin $1\frac{1}{2}$, 2 i 3 a nawet 6-stopniowych. Obliczenia te pokazują, że clocking kierownic może zmieniać sprawności turbiny czy sprężarki od 0.5 do 1% [Eulitz et al., 1996], [Arnone et al., 2002], [Kato, Imanari, 2003].

Obliczenia trójwymiarowe niestacjonarnego przepływu 3D URANS [Arnone et al., 2004], wykonane dla lotniczych turbin niskoprężnych (LPT), potwierdziły istnienie obszaru niskiego ciśnienia całkowitego za wirnikiem na znaczącej wysokości kanału łopatkowego jako rezultat oddziaływania śladów załopatkowych z kierownicy.



Rys. 2.12. a) Niestacjonarne rozkłady entropii. Ślad z pierwszej kierownicy wpływa na krawędź natarcia drugiej kierownicy. Położenie śladu z kierownicy pokazuje strzałka. b) Ciśnienie całkowite na krawędzi natarcia drugiej kierownicy jest wtedy minimalne, a sprawność maksymalna [Arnone et al., 2002]

Na rysunku 2.13 pokazano obliczone rozkłady ciśnienia całkowitego za wirnikiem pierwszego stopnia, na wlocie do drugiej kierownicy. Obszary zaczerńnione są strefami niskiego ciśnienia, które dla wysokiej sprawności drugiej kierownicy turbiny muszą napływać na krawędzie natarcia jej łopatek.



Rys. 2.13. Wyniki obliczeń trójwymiarowego średniego pola ciśnień całkowitych na wlocie do drugiej kierownicy niskoprężnej turbiny LPT [Arnone et al., 2004]; a – maksymalna sprawność, b – minimalna

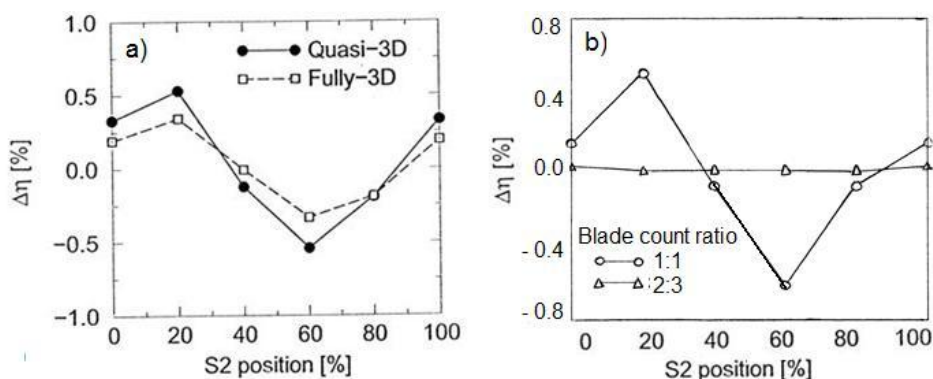
Zmiany sprawności turbiny zależą od tego, w jakim zakresie po wysokości łopatek ten obszar jest skorelowany z krawędzią natarcia drugiej kierownicy dla takie-

go samego położenia kierownic. Przy brzegach kanału przepływowego na rys. 2.13 widoczny jest brak rezultatów oddziaływania struktur przepływów wtórnych, co wynika ze zbyt małego zagęszczenia siatki przy obrzeżach kanału. W kanałach turbin niskoprężnych o dużych wysokościach łopatek w stosunku do jej cięciwy oddziaływanie śladów i związane z nimi straty profilowe głównie wpływają na sprawność wieńca, stąd mniejszą uwagę w obliczeniach przywiązano do obliczania przepływów wtórnych [Arnone et al., 2004].

Na rys. 2.14a pokazano porównanie zmian sprawności turbiny $1\frac{1}{2}$ stopniowej w zależności od położenia kierownic obliczonych dla przepływu niestacjonarnego trójwymiarowego (3D URANS) i niestacjonarnego quasi trójwymiarowego (2D URANS).

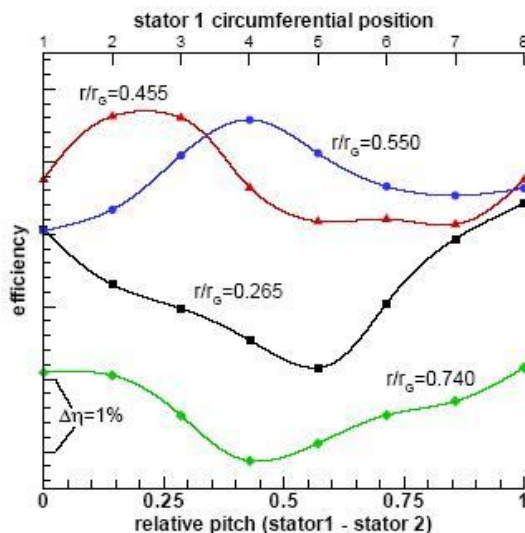
Obliczenia 3D pokazują zmiany sprawności turbiny wynoszące 0.7%. Natomiast quasi 3D, czyli niestacjonarne dwuwymiarowe, zmiany sprawności wynoszące 1.1%. Położenie minimalnych i maksymalnych wartości sprawności zgadzają się dość dobrze dla obu metod. Zmiany sprawności w obliczeniach 2D wynikają z korelacji strefy niskiego ciśnienia z krawędzią natarcia w połowie wysokości kanału. Różnice w zmianach sprawności turbiny w obliczeniach 2D i 3D wynikają z braku korelacji strefy niskiego ciśnienia z krawędzią natarcia poza środkową strefą w obliczeniach 3D. Zwichrowanie tej strefy względem krawędzi natarcia łopatki jest widoczne na rys. 2.13a, prowadzi ono do wspomnianego wcześniej „obwodowego przesunięcia” ekstremów sprawności. W rezultacie zmiany sprawności turbiny w obliczeniach 3D są mniejsze niż w obliczeniach 2D.

Natomiast na rysunku 2.14b pokazano wyniki obliczeń (2D URANS) wspomnianej turbiny z taką samą i różną liczbą łopatek w kierownicach. Widoczne jest, że zmiany sprawności turbiny w zjawisku clockingu występują tylko przy takiej samej liczbie łopatek w rozpatrywanych wieńcach łopatkowych.



Rys. 2.14. a) Zmiany sprawności wynikające z clockingu kierownic dla $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbiny [Arnone et al., 2004]. b) Rezultaty obliczenia clockingu kierownic dla niejednakowej liczby łopatek w wieńcach kierownic [Arnone et al., 2000]

Jeśli strefa niskiego ciśnienia i krawędź natarcia drugiej kierownicy są na różnych promieniach (wysokościach kanału) przesunięte względem siebie, to pomimo znacznych lokalnych zmian sprawności turbiny, sięgających od 1.5% do 2% od obrzeża wewnętrznego do zewnętrznego w funkcji położenia kierownic, zmian sprawności turbiny nie obserwuje się, rys. 2.15. Lokalne zmiany sprawności za drugim stopniem turbiny wynikłe z clockingu pierwszej i drugiej kierownicy nie przekładają się na okresowe zmiany sprawności dwu stopni turbiny w funkcji clockingu [Gombert, Hohn, 2001].

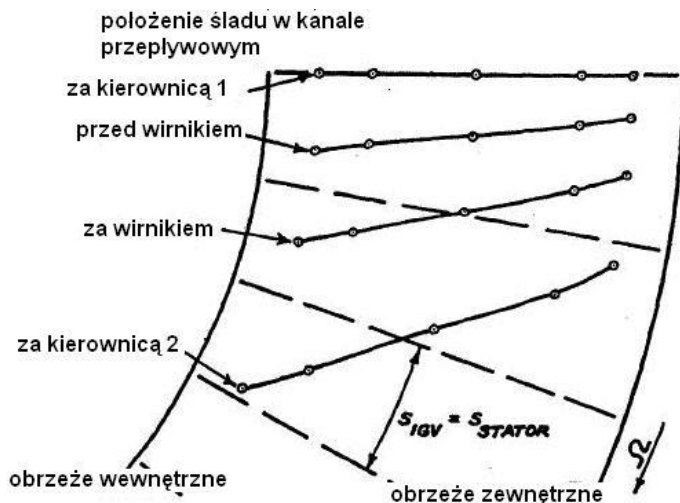


Rys. 2.15. Rozkłady sprawności termodynamicznej za drugim stopniem trzystopniowej niskoprężnej turbiny, pomierzone na różnych promieniach r/r_G (wysokościach) kanału przepływowego w funkcji wzajemnego położenia kierownic [Gombert, Hohn, 2001].

r_G – promień piasty

Clocking rozpatrywany jako oddziaływanie śladów załopatkowych można wykorzystać dla zwiększenia sprawności lotniczych turbin niskoprężnych LPT. Arnone [Arnone et al., 2002] postępując krok po kroku od pierwszego stopnia turbiny LPT do następnego, zaniedbując oddziaływania wsteczne, korelował obszar niskiego ciśnienia za poszczególnymi wieńcami z krawędziami natarcia łopatek następnych wieńców i uzyskał wzrost sprawności 5-cio stopniowej turbiny o 0.68 punktu procentowego.

Przebieg ścieżki śladów z pierwszej kierownicy, czyli strefy niskiego ciśnienia w $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarce osiowej [Walker, 1998] pokazano na rys. 2.16. Konwekcja ścieżki śladów w polu prędkości średniej w kanałach powoduje, że ścieżka śladów - strefa niskiego ciśnienia przemieszcza się i obraca, stąd położenie jej w poszczególnych płaszczyznach kontrolnych jest coraz bardziej zawile. Problem korelacji strefy niskiego ciśnienia z krawędzią natarcia drugiej kierownicy na całej wysokości kanału może być bardzo trudny.



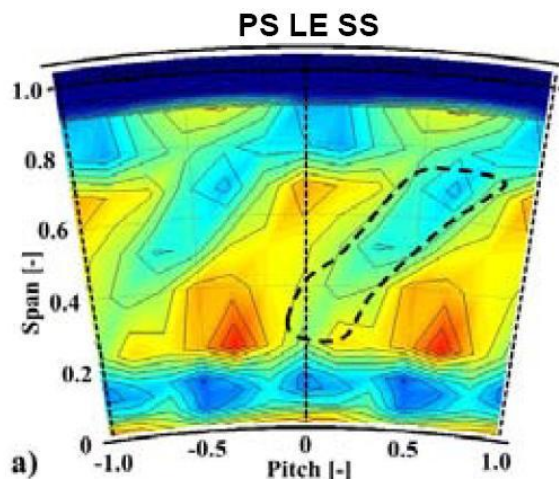
Rys. 2.16. Położenie strefy śladów (niskiego ciśnienia) z pierwszej kierownicy za poszczególnymi wieńcami łopatkowymi w $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarce [Walker, 1998]

W przypadku turbin wysokoprężnych o krótkich łopatkach sytuacja się komplikuje, ponieważ bardzo wyraźnie widoczne jest oddziaływanie struktur przepływu wtórnego, szczególnie blisko obrzeża wewnętrznego. Bilans strat w tym przypadku, szczególnie przy cylindrycznych łopatkach w wieńcu, jest zupełnie inny. Straty przepływów wtórnych przy obrzeżach kanału mogą przekroczyć 30% strat w wieńcu, a straty w środkowej części kanału stanowią tylko $\sim 7\%$ ogółu strat [Porreca, 2007]. Oddziaływania śladów, typowe dla środkowej części kanału turbin LPT, nie są w tym przypadku dominujące. Na rys. 2.17 przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych ciśnienia całkowitego za pierwszym wirnikiem, wykonane sondą pneumatyczną [Behr, et al., 2004]. Obszar niskiego ciśnienia zaznaczony linią przerywaną, jest bardzo dobrze widoczny. Jednak jak wykazują dotychczasowe badania turbin z krótkimi łopatkami cylindrycznymi zmiany sprawności turbiny w zależności od położenia kierownic są mniejsze niż turbin z długimi łopatkami, ponieważ spadkowi strat przy obrzeżach kanału towarzyszy wzrost strat w środku kanału [Reinmoeller et al., 2002], [Behr et al., 2007].

Również obliczenia przepływu wtórnego i jego oddziaływań z przepływem wtórnym, warstwami przyściennymi i śladami załopatkowymi w następnym wieńcu są trudniejsze z uwagi na wciąż niedostateczną dokładność modelowania przepływów wtórnych [Reinmoeller et al., 2002], [Schlienger, 2003], [Behr et al., 2004]. Stąd głównym źródłem wiedzy o oddziaływaniach struktur przepływu wtórnego w wieńcach łopatkowych typowych dla turbin wysokoprężnych są badania eksperymentalne [Chalivadi, 2000], [Payne, 2001].

Badania eksperymentalne turbin wysokoprężnych pokazują, że za wirnikiem jednostopniowej turbiny rys. 2.18 oprócz pola ciśnień całkowitych bardzo zróżnicowane jest pole temperatur całkowitych. Zmiany pola temperatury są zna-

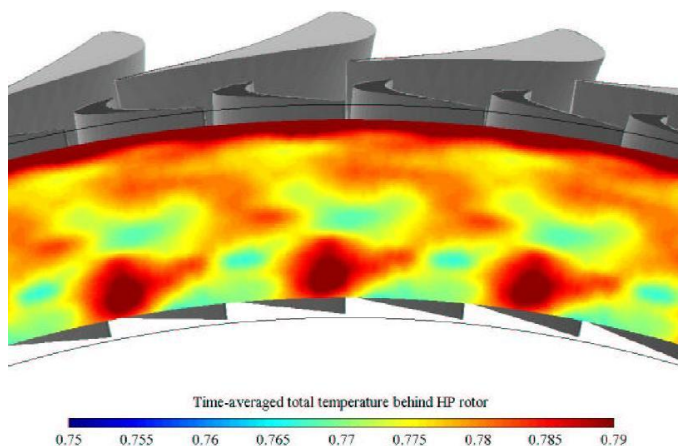
czące, szczególnie w obszarze struktur wirowych przepływu wtórnego, co świadczy o intensywności oddziaływań struktur wirowych kierownicy i wirnika i wpływie ich na straty przepływowe.



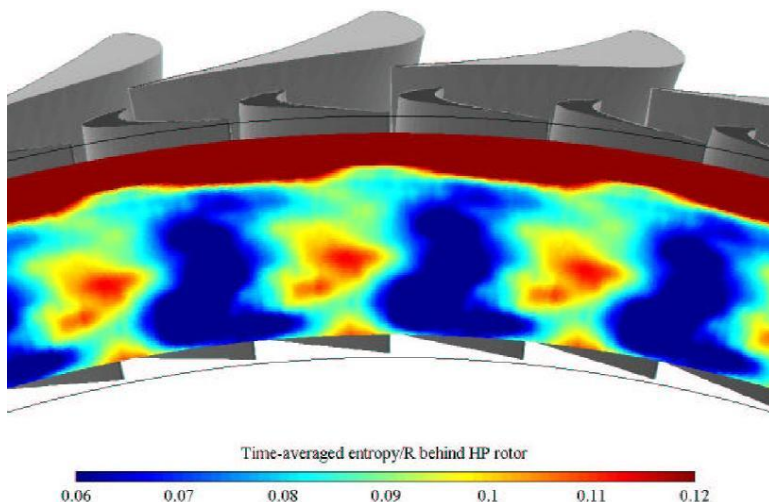
Rys. 2.17. Wyniki badań rozkładu ciśnienia całkowitego na podziałce kierownicy za pierwszym wirnikiem turbiny wysokoprężnej dwustopniowej [Behr et al., 2004].

Czerwony kolor – ciśnienie wysokie, niebieski – niskie

Zmiany ciśnienia i temperatury pozwalają określić zmiany entropii. Zmiany entropii mierzone specjalną sondą do jednoczesnego pomiaru zmiennego w czasie ciśnienia całkowitego i chwilowej temperatury pokazują, że obszar niskich prędkości jest obszarem wysokich przyrostów entropii. Należy podkreślić, że w badaniach przedstawionych na rys. 2.19 obserwowano przesunięcie po obwodzie ekstremalnych wartości ciśnień i temperatur.

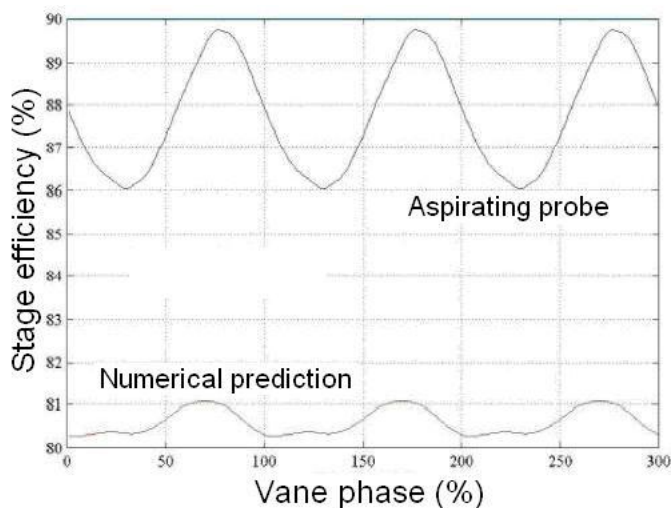


Rys. 2.18. Wyniki badań pola temperatury za wirnikiem jednostopniowej turbiny wysokoprężnej [Payne, 2001]



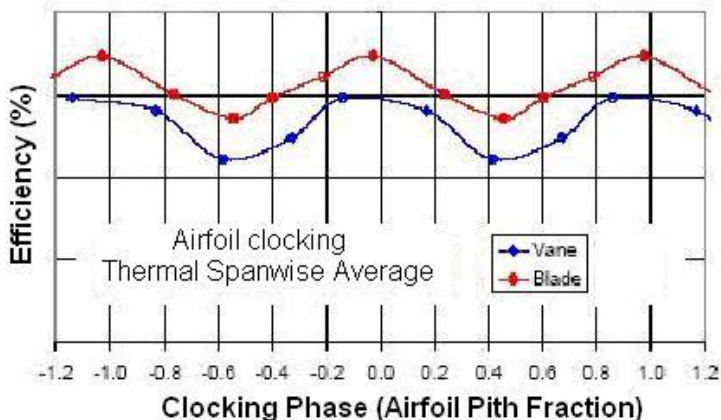
Rys. 2.19. Rozkład czasowo uśrednionej entropii za wirnikiem turbiny jednostopniowej wysokoprężnej na podziałce kierownicy [Payne, 2001]

Bardzo silne oddziaływania śladów kierownicy z przepływem w wieńcu wirnikowym prowadzi do zmian sprawności stopnia wynoszącej 4% na podziałce kierownicy, rys.2.20. Widoczne jest, że metody obliczeniowe, nawet tak zaawansowane jak metody URANS, nie są w stanie ilościowo poprawnie tej interakcji określić, nawet w przypadku jednostopniowej turbiny z łopatkami cylindrycznymi. Wyniki obliczeń i eksperymentu zgadzają się tylko jakościowo.



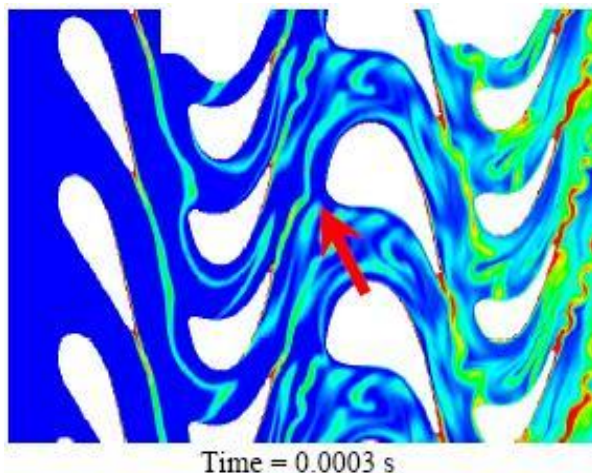
Rys. 2.20. Zmiany sprawności turbiny jednostopniowej na podziałce kierownicy. Wyniki badań eksperymentalnych (aspirating probe) i numerycznych [Payne, 2001]

Wykorzystanie zmian na obwodzie (na podziałce) sprawności stopnia dla poprawy sprawności następnych wieńców i stopni ma zatem kluczowe znaczenie dla poprawy sprawności wielostopniowej turbiny. W celu pokazania tych możliwości zostaną przedstawione wyniki obszernego programu badań eksperymentalnych i numerycznych modelu nowoczesnej turbiny gazowej ATS (Advanced Turbine System) Siemens-Westinghouse, która będzie pracować w układzie kombinowanym parowo-gazowym. Docelowa całkowita sprawność układu ma wynosić ponad 60%. Łopatkki turbiny kształtowane są przestrzennie 3D z dużymi podziałkami typowymi dla wysokoobciążonych profili. Dwa pierwsze stopnie tej 4-stopniowej turbiny gazowej zostały wykonane w skali 1/3 i przeprowadzono ich badania eksperymentalne [Jouini et al., 2003]. W tej modelowej dwustopniowej turbinie wprowadzono clocking wirników i kierownic (rys. 2.21). Zmiany sprawności wynikające z clockingu kierownic i wirników wynoszą aż 4% i są ze sobą skorelowane. Można liczyć na wzrost sprawności tej turbiny o 2% przy optymalnym clockingu kierownic i wirników w stosunku do konwencjonalnie projektowanej turbiny. Konstruktorzy i badacze tej turbiny oświadczają, że osiągnięto większe zmiany sprawności niż się spodziewano [Diakunczak et al., 2002], [Jouini et al., 2003]. Widać, że potencjał clockingu zarówno kierownic, jak i wirników pod względem sprawności jest bardzo duży, szczególnie jeśli zostanie on powiązany z nowoczesną koncepcją łopatek 3D wysoko obciążonych.



Rys. 2.21. Wyniki badań zmian sprawności kierownic i wirników (uśrednionej wzdłuż wysokości łopatkki) w clockingu kierownic i wirników w dwustopniowej turbinie ATS [Jouini et al., 2003]

Z obliczeń wykonanych kodem niestacjonarnym (rys. 2.22) widać, że dla najwyższej sprawności ślad z kierownicy wpływa na krawędź natarcia drugiej kierownicy. Ślady pierwszej kierownicy są pocięte i wyciągnięte w polu prędkości wirnika.



Rys. 2.22. Obliczenia niestacjonarnego przepływu w turbinie ATS, maksymalna sprawność. Strzałka pokazuje położenie śladu kierownicy [Jouini et al., 2003]

Badania pokazują, że w małych turbinach, ze względu na niskie liczby Reynoldsa, strefy przepływu o małym ciśnieniu za wirnikiem są nawet bardziej intensywne, niż dla dużych liczb Reynoldsa [Matsunuma, 2005]. Stąd rysują się potencjalne możliwości zwiększenia sprawności małych turbin o mocy kilkuset kilowatów.

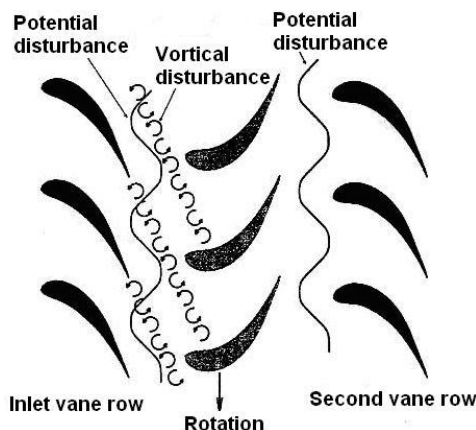
Clocking kierownic i wirników daje duże nadzieje na dalszy wzrost sprawności turbin wielostopniowych, przy czym ich konstruowanie powinno być powiązane z modelowaniem 3D w oparciu o układ równań RANS dla przepływu niestacjonarnego, co nie zawsze jeszcze jest możliwe z uwagi na długi czas obliczeń.

2.3. Oddziaływania kierownic i wirników w przepływie niestacjonarnym

2.3.1. Uwagi wstępne

Pomimo przeprowadzenia licznych symulacji numerycznych i badań eksperymentalnych zjawisko clockingu w dalszym ciągu nie jest w pełni zrozumiałe. Szczególnie wiedza o oddziaływaniach śladów załopatkowych i przepływów wtórnych w przepływie niestacjonarnym i wynikającej stąd redukcji strat w następnym stopniu jest w dużej części niepełna. Do opisu przepływu niestacjonarnego można wykorzystać koncepcję potrójnej dekompozycji przepływu w stopniu, tj. podziału na ruch średni, okresowy i losowy. Schematycznie oddziaływania w poszczególnych wieńcach łopatkowych zostały przedstawione na rys. 2.23 dla przypadku $1\frac{1}{2}$ stopnia turbiny, który to układ jest najprostszy dla rozpatrywania zjawiska clockingu, tj. clockingu kierownic.

W oparciu o hipotezę potrójnej dekompozycji, pole przepływu w wieńcu może być opisane jako superpozycja ruchu średniego, okresowego i losowego – turbulentnego. Takie pole przepływu jest widoczne na rys. 2.1 i 2.9a. Wszystkie składowe pola można wyznaczyć eksperymentalnie stosując próbkowania warunkowe, gdzie oprócz sygnału z danego przetwornika rejestrowany jest znacznik fazy, który wyzwala proces pomiaru chwilowych wartości [Walraevens, Gallus, 2000],[Elsner, 2004].



Rys. 2.23. Niestacjonarne oddziaływania wieńców łopatkowych w 1 i 1/2

Przyjmując koncepcję potrójnej dekompozycji niestacjonarnego pola przepływu można chwilową wartość określonej wielkości (ciśnienia, prędkości, naprężenia stycznego, itp.) napisać na przykładzie prędkości jako:

$$u = \bar{u} + u'' + u' \quad (2.3)$$

gdzie u jest prędkością chwilową, $\bar{u}$ stanowi wartości średnią prędkości niezależną od czasu, u'' jest składnikiem okresowym, a u' losowym (rys. 2.24).



Rys. 2.24. Potrójna dekompozycja pola przepływu [Busby, et al., 1998]

Określenie składowych średniej, okresowej i losowej otrzymuje się poprzez uśrednianie fazowe [Klajny, 1999]. Procedura ta pozwala otrzymać informację o tym, jak zmienia się udział zjawisk okresowych (deterministycznych) i losowych (turbulentnych) w przepływie przez stopień sprężarki czy turbiny.

Jeśli przyjętą koncepcję podziału wielkości zastosujemy do równań Naviera-Stokesa oraz przeprowadzimy odpowiednie uśrednianie fazowe i czasowe, to pojawią się w równaniach dla ruchu średniego, oprócz naprężeń Reynoldsa, również dodatkowe człony, podobne do naprężeń Reynoldsa, a reprezentujące tzw. „naprężenia deterministyczne” związane z ruchem okresowym. Otrzymane w wyniku zastosowania koncepcji potrójnej dekompozycji i uśredniania fazowego równania transportu będą uwzględniały nieliniowe oddziaływania pomiędzy przepływem średnim, okresowym i losowymi fluktuacjami [Gete, 2003a], [Uzol et al., 2002]. Dla przykładu wyprowadzenie równania transportu dla średniego ruchu dla dwuwymiarowej niestacjonarnej warstwy przyściennej (rów. 2.4) podano w pracy Telionisa [Telionis, 1988].

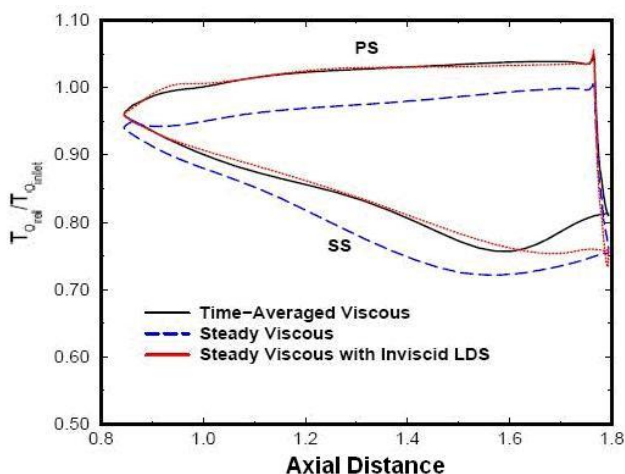
$$\bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\text{Re}} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i' u_j') - \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{u}_i'' u_j'') \quad (2.4)$$

Równanie powyższe zawiera człony reprezentujące naprężenia Reynoldsa ($u_i' u_j'$) i naprężenia deterministyczne ($u_i'' u_j''$). Oba człony muszą być modelowane poprzez odpowiednie równania transportu dla naprężeń Reynoldsa i „naprężeń deterministycznych” [Adamczyk, 2000], [Van de Wall et al., 2000]. Można stwierdzić, że problem przy takim podejściu upraszcza się, ponieważ ruch średni jest niezależny od czasu, a jedynie ogólnie biorąc, od przestrzeni, tj. od pochodnych przestrzennych, jednocześnie prosto obrazuje poszczególne wpływy ruchu okresowego i losowego na ruch średni i na straty.

Równania ruchu dla maszyn przepływowych z uwzględnieniem ruchu okresowego i naprężeń deterministycznych wyprowadził Adamczyk [Adamczyk, 2000]. Pokazał on również wpływ naprężeń deterministycznych na średnie pole przepływu. Praca Adamczyka pozwala uwzględnić efekty niestacjonarne przepływu w równaniach transportu dla ruchu średniego. Podejście to jest bardzo efektywne dla wielostopniowych maszyn przepływowych, gdyż metody symulacji przepływu niestacjonarnego typu 3D URANS nie mogą być jeszcze w pełni zastosowane dla optymalizacji stopni z uwagi na niewystarczające moce obliczeniowe i długi czas obliczeń [Chew, Hills, 2009].

Pokazane wcześniej zmiany sprawności turbiny w funkcji clockingu kierownic ogólnie wynikają ze zmian średniego pola ciśnienia i temperatury, które mogą być również wynikiem wpływu naprężeń deterministycznych. Wpływ naprężeń deterministycznych pokazał Busby [Busby, et al., 1998] dla rozkładów temperatury w stopniu turbiny. Na rysunku 2.25 pokazano rozkład temperatury na łopatkę wirnika obliczony trzema różnymi metodami obliczeniowymi opartymi o równania Naviera-Stokesa (równania Reynoldsa), dla przepływu stacjonar-

nego, stacjonarnego z modelem naprężeń deterministycznych (LSD) i niestacjonarnego



Rys. 2.25. Wpływ naprężeń deterministycznych (Inviscid LDS) obliczonych z przepływu nielepkiego na rozkład temperatury na łopatkę [Busby et al., 1998]

Rozkład temperatury na łopatkę z obliczeń dla modelu przepływu stacjonarnego różni się zasadniczo od rozkładu temperatury z obliczeń dla modelu niestacjonarnego. Uwzględnienie naprężeń deterministycznych w modelu przepływu stacjonarnego znacząco poprawia zgodność z obliczeniami przepływu niestacjonarnego. Model naprężeń deterministycznych określono na podstawie wcześniejszych obliczeń z modelem przepływu niestacjonarnego i nielepkiego.

Wspomniane wcześniej obserwacje Bohna [Bohn et al., 2005b] pokazały, że zmiany sprawności turbiny wynikają ze zmian temperatury w przepływie przez turbinę. Zatem wpływ wzajemnego ustawienia kierownic na straty i sprawność turbiny może być związany również ze zmianami naprężeń deterministycznych.

Adamczyk [Adamczyk, 2000] również pokazał, że ruch okresowy ma duży wpływ na rozkłady temperatury w kierunku obwodowym i promieniowym. Fragmenty śladów mają wyższe temperatury względem głównego przepływu. Zmiany pola temperatury w kolejnych stopniach maszyny mogą być związane ze zmianą ruchu okresowego generowanego przez wirnik i modulowanego przez clocking kierownic lub wirników. Adamczyk [Adamczyk 2000] w swojej analizie pola prędkości i entalpii określił nawet człony prędkości i entalpii wynikające ze zmian niestacjonarnego pola przepływu spowodowanego clockingiem wirników.

Informację dla modelowania naprężeń deterministycznych w rów. 2.4 można otrzymać z rozwiązań ruchu niestacjonarnego nielepkiego [Busby et al., 1998], [Van de Wall et al., 2000]. Oznacza to, że równania transportu dla naprężeń deterministycznych nie zawierają członu dyssypacji, jest to jakby rodzaj

energii odnawialnej. Potwierdzeniem tej tezy są badania Uzola [Uzol et al., 2002], który pokazał przy pomocy metody PIV dla przepływu niestacjonarnego, że w niestacjonarnym przepływie dwustopniowej osiowej maszyny przepływowej produkcja energii ruchu okresowego może być również ujemna, co oznacza transport energii z ruchu okresowego do średniego. Należy podkreślić, że procesy zorganizowane (okresowe) w maszynach przepływowych są wymuszane przez ruch wirnika względem kierownicy i związane są z częstością obrotów wału, a ściślej z częstością łopatkową i jej wielokrotnościami. Oznacza to, że w maszynach przepływowych względny ruch okresowy łopatek stacjonarnych i wirujących generuje struktury zorganizowane, będące odpowiednikami struktur koherentnych, które powodują powstanie dodatkowego tensora naprężeń podobnego do tensora naprężeń Reynoldsa, tj. tensora naprężeń deterministycznych. Tensor ten ma kluczowe znaczenie dla analizy aerodynamicznego oddziaływania kierownicy i wirnika w maszynach wielostopniowych [Adamczyk, 2000]. Zmiany tensora naprężeń deterministycznych wynikają ze zmiennej siły oddziaływania kierownicy i wirnika wywołanej różnym wzajemnym położeniem wirników (clocking wirników) bądź kierownic (clocking kierownic).

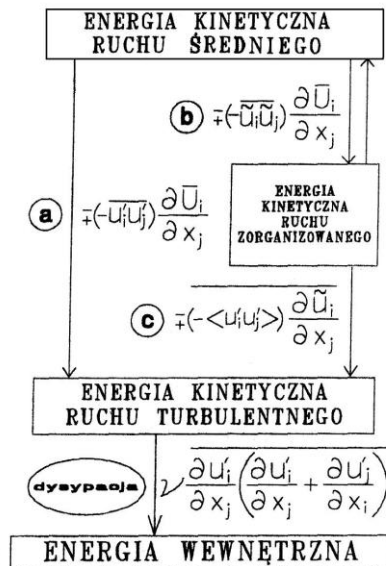
Wspomniany wcześniej Uzol [Uzol et al., 2002] zidentyfikował wysokie wartości energii ruchu okresowego w śladach kierowniczych i wirnikowych, które jego zdaniem wynikają ze wzajemnego oddziaływania śladów. Z kolei Świryczuk [Świryczuk, 2002] pokazał, że położenie struktur wirowych w poszczególnych fragmentach odcinanego przez łopatkę śladu może być różne, co prowadzi do zmian geometrycznych i dynamicznych śladów załopatkowych. Sirovich [Sirovich, Karlsson, 1997] w badaniach eksperymentalnych warstwy przyściennej na płaskiej płycie, pokazał, że zmiana rozkładu generowanych struktur wirowych na krawędzi natarcia płytki może zmniejszyć lub zwiększyć współczynnik tarcia C_f w strefie turbulentnej warstwy o 10 % w stosunku do współczynnika tarcia w warstwie bez oddziaływania. Przy założeniu proporcjonalności współczynnika tarcia C_f do współczynnika dyssypacji C_d [Walsh et al., 2007] oznacza to możliwość zmiany współczynnika dyssypacji i strat w warstwie przyściennej o $\pm 10\%$ w stosunku do wartości współczynnika C_d w warstwie przyściennej bez oddziaływania.

Możemy założyć, że siła interakcji kierownica – wirnik jest związana z poziomem naprężeń deterministycznych, który to poziom zależy od wzajemnego położenia kierownic bądź wirników w maszynie wielostopniowej. Natomiast clocking kierownic bądź wirników moduluje oddziaływanie kierownicy z wirnikiem, czyli je osłabia lub wzmacnia.

Dla prostszej analizy wzajemnego oddziaływania pól przepływu można wykorzystać opis i analizę równań transportu dla ruchu zorganizowanego – struktur koherentnych i losowego przedstawioną w pracy Klajnego [Klajny, 1999]. Aczkolwiek praca Klajnego [Klajny, 1999] dotyczy struktur zorganizowanych w strudze kołowej, to w pewnych obszarach istnieje kompatybilność ruchu deterministycznego struktur zorganizowanych w maszynach przepływowych

[Uzol et al., 2002]. W szczególności schemat konwersji energii kinetycznej pokazany na rys. 2.26 może być traktowany jako odniesienie dla analizy konwersji energii ruchu deterministycznego w stopniu maszyny przepływowej. Schemat pokazuje ścieżki transportu energii z ruchu średniego do okresowego i dalej do ruchu turbulentnego. W ruchu zorganizowanym (ścieżka b) najistotniejszą cechą jest dwudrożność procesu produkcji, co oznacza możliwość przepływu energii w dwu kierunkach. Procesy dyssypacyjne mają istotne znaczenie tylko w ruchu losowym. Straty w ruchu okresowym – deterministycznym są nieistotne. Ruch okresowy, podobnie jak struktury koherentne, oddziałuje na procesy produkcyjne w sposób bezpośredni – ścieżka „c” oraz pośredni, wpływając na modyfikację znacznie większego strumienia energii „a”.

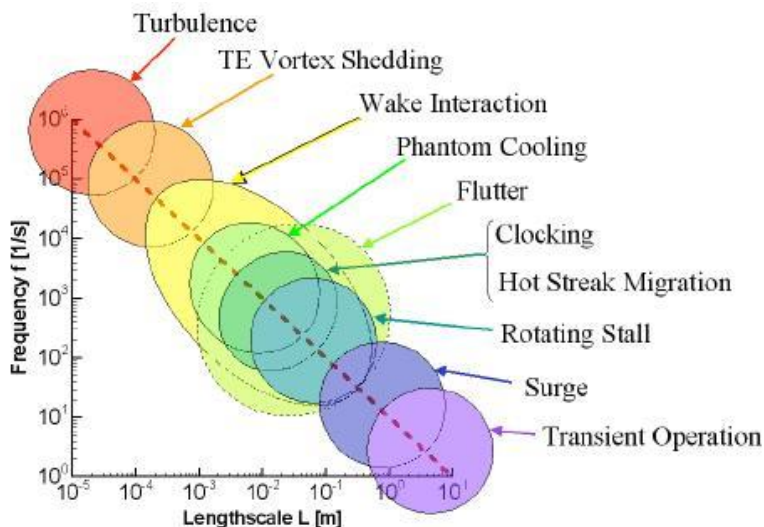
W metodach obliczeniowych URANS, czyli RANS dla przepływu niestacjonarnego, które dają stosunkowo poprawny opis zjawiska clockingu, ruch losowy płynu jest modelowany przez model turbulencji, natomiast ruch okresowy wynika z rozwiązań równań ruchu. Fluktuacje okresowe parametrów przepływu otrzymane z komputerowego modelowania ich w przepływie przez stopień maszyny przepływowej mają relatywnie małą częstość, która równa jest częstości łopatkowej i jej harmonicznych. Wpływ ich na przepływ jest widoczny w całym kanale, a w szczególności w zakresie przepływów wtórnych przy obrzeżu wewnętrznym turbiny [Gallus et al., 1995]. Stąd od tych częstości będzie głównie zależała interakcja śladów załopatkowych i przepływów wtórnych wieńców stacjonarnych i wirujących.



Rys. 2.26. Schemat konwersji energii kinetycznej w obszarze zorganizowanych struktur koherentnych [Klainy, 1999]

Stąd niektórzy uważają, że zjawisko clockingu związane jest głównie z oddziaływaniami okresowymi, których skale odpowiadają podziałkom i częstościom związanym z podziałkami i częstością łopatkową [Kachel, Denton, 2004], [Abhari, 2006]. Umieszczenie clockingu w relacji do innych zjawisk przepływu niestacjonarnego w stopniach maszyn przepływowych według Abhariego [Abhari, 2006] pokazano na rys. 2.27. W przepływie przez stopień występują również niestacjonarności okresowe o wyższej częstości, np. spływ wirów z krawędzi spływu łopatki (TE - vortex shedding), mają one mniejsze amplitudy i należy się spodziewać, że mają mniejszy wpływ na pole przepływu niż niestacjonarności związane przejściem łopatki. W tym aspekcie bezpośredni wpływ tradycyjnie pojmowanej turbulencji jako procesu losowego, szczególnie o małych skalach i dużej częstości, ma tutaj raczej mniejsze bezpośrednie znaczenie. Jednak pośredni wpływ poprzez duże skale – duże wiry zawierające większość energii turbulencji i oddziaływującej z ruchem deterministycznym i średnim musi być duży, ponieważ dyssypacja związana jest z ruchem średnim i turbulentnym.

Należy podkreślić, że ta teza nie jest do końca prawdziwa. Jak wykazują badania eksperymentalne, obecność wirów (struktur koherentnych) w postaci ścieżki Karmana w śladzie załopatkowym zmienia charakterystykę śladu [Sieverding et al., 2004]. Szczególnie jego rozkład temperatury i entropii jest inny, co prowadzić może do innego oddziaływania z następnym rzędem łopatek. Obliczenia potwierdzają, że oddziaływania takiego śladu w strefie krawędzi natarcia są nieco inne [Lardeau, Leschzner, 2005].



Rys. 2. 27. Niestacjonarne zjawiska w stopniach maszyn przepływowych [Abhari 2006]

Szczególnie intensywne oddziaływania następują w przepływie przez stopień, gdy zostanie zmniejszona szczelina międzywieńcowa, co jest obecną tendencją zarówno w układach przepływowych turbin i sprężarek pod i naddźwię-

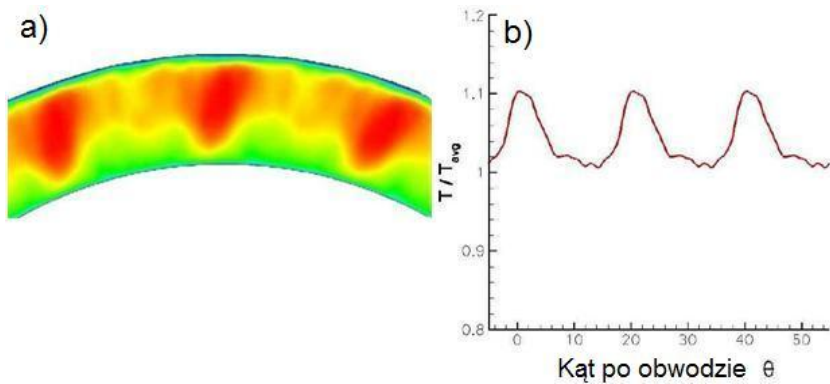
kowych [Gorrell, 2007]. Obliczenia numeryczne o bardzo wielkiej rozdzielczości dla małej i dużej szczeliny, w jednostopniowej transonicznej sprężarce osiowej z kierownicą przed wirnikiem, pokazują dla obu przypadków diametralnie różne rozkłady entropii w kanale wirnikowym i na jego wylocie. Wsteczne oddziaływania fal uderzeniowych i ich rodzaj ma znaczący wpływ na generację ścieżki Karmana i przepływ na wirniku. Pomimo olbrzymiego skomplikowania przepływu, struktury wirowe i ich transport w kanale wirnika dla małej szczeliny międzywieńcowej są bardzo dobrze widoczne w całym przekroju kanału wirnikowego. Widoczne są one również na wylocie w postaci spójnych zamkniętych obszarów o wysokim poziomie entropii.

Reasumując: clocking według współczesnej wiedzy związany jest ze zjawiskami o średnich skalach – interakcją śladu, flutterem (flutterem), clokingiem temperaturowym (hot streak clocking), wirującym oderwaniem (rotating stall), chłodzeniem gazu przez dodmuchiwanie chłodnego czynnika na krawędzi spływu (phantom cooling), ale nie można wykluczyć jego powiązań również z innymi zjawiskami pokazanymi na rys. 2.27.

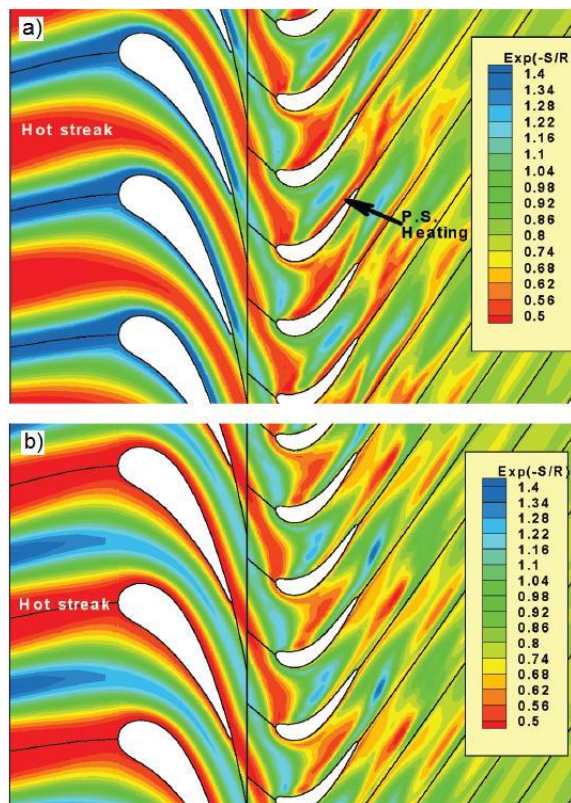
Szczegółowego znaczenia nabiera clocking temperaturowy (hot streak clocking), który umożliwia wykorzystanie niejednorodności pola temperatury na wylocie z komory spalania przed wlotem do turbiny do obniżenia temperatury łopatek wirnika na stronie ciśnieniowej [He et al., 2004], [Medic et al., 2006]. Wylot z komory spalania charakteryzuje się bardzo dużymi zmianami pola temperatury w centralnej części kanału (rys. 2.28). Rozkład temperatury na wylocie z komory spalania pokazano na 2.29a, natomiast zmiany obwodowe temperatury w połowie wysokości kanału na rys. 2.29b. Badania pokazują, że temperatura na obwodzie w środku kanału przepływowego zmienia się znacząco, rys. 2.29b. Jeśli komór spalania jest tyle samo co łopatek pierwszej kierownicy, to można strumienie o wysokiej temperaturze skierować do środka kanału lub tak by wpływały na krawędzie natarcia łopatek kierownicy, rys. 2.30.



Rys. 2.28. Niejednorodność pola temperatury na wylocie z komór spalania [Medic et al., 2006]



Rys. 2.29. Rozkład temperatury; a) na wylocie z komory spalania, b) w połowie wysokości kanału w kierunku obwodowym [Medic et al., 2006]



Rys. 2.30. Wykorzystanie niejednorodności wylotowego pola temperatury z komory spalania do obniżenia temperatury łopatek wirnika na stronie ciśnieniowej przez odpowiednie ustawienia obwodowe kierownicy znajdującej się za komorą spalania (hot streak clocking) [He et al., 2004].

Można wtedy efektywnie oddziaływać na temperaturę łopatek wirnika, szczególnie na stronie ciśnieniowej. Najwyższa temperatura łopatek wirnika będzie występowała gdy strumienie o wysokiej temperaturze są skierowane do środka kanałów kierownicy, co widoczne jest na rys. 2.30a, oznaczone jako (P.S. Heating). Najniższą temperaturę łopatek wirnika na stronie ciśnieniowej otrzymano gdy strumienie o wysokiej temperaturze napływały na łopatki kierownicy. Stosując „hot streak clocking” można podwyższyć temperaturę na wlocie i zwiększyć sprawność oraz czas bezawaryjnej pracy turbiny.

W sprężarkach osiowych clocking kierownic przy napływie śladów z kierownicy poprzedzającej na krawędź natarcia kierownicy następującej znacząco zmniejsza straty i zapewnia stabilną pracę sprężarki w zakresie wirującego ode-rwana (rotating stall) [Montomoli, Massini, 2010]

Z powyższych rozważań wynika, że zjawisko clockingu związane z nie-jednorodnością przepływu na obwodzie może wnieść znaczący wkład w realizację programu budowy wysokosprawnych turbin i sprężarek.

2.3.2. Oddziaływania potencjalne

W maszynach przepływowych potencjalne pola przepływu wirników oddziałują na pola przepływu nieruchomych palisad i odwrotnie, zmieniając ich pola przepływu i też generację strat w turbinie. Potencjalne interakcje wynikają z faktu, że opływane łopatki mają swoją cyrkulację, która będzie się zmieniać w wyniku względnego ruchu łopatek kierownicy i wirnika. Generowane pole potencjalne związane z fluktuacjami ciśnienia będzie rozchodzić się w przestrzeni. W rzeczywistym przypadku w wieńcu, poza pierwszym wieńcem rys. 2.22, oprócz zmian ciśnienia związanych z polem potencjalnym występują również zmiany ciśnienia spowodowane oddziaływaniem przepływu lepkiego, tj. spływających do wieńca śladów. Poszczególne zmiany ciśnienia wynikające z oddziaływań przepływów potencjalnych i lepkich śladów trudno jest rozróżnić [Gallus, 1998]. Zmiany amplitudy fluktuacji ciśnienia w rozważanym punkcie przepływu przy zmianie clockingu kierownic lub wirników będą sumą oddziaływań przepływów lepkich i nielepkich [Mailach, Vogeler, 2004]. Parker [Parker, Watson, 1972] wyprowadził zależność dla spadku amplitudy fluktuacji ciśnienia generowanych przez dwuwymiarowe potencjalne pola palisad. Pole potencjalne zmienia amplitudę ciśnienia jednakowo w kierunku osiowym dodatnim i ujemnym od krawędzi spływu lub krawędzi natarcia według związku przedstawionego poniżej, rów. 2.5:

$$p \sim \exp\left(-2\pi\sqrt{1-Ma^2} \cdot \frac{z}{T}\right) \quad (2.5)$$

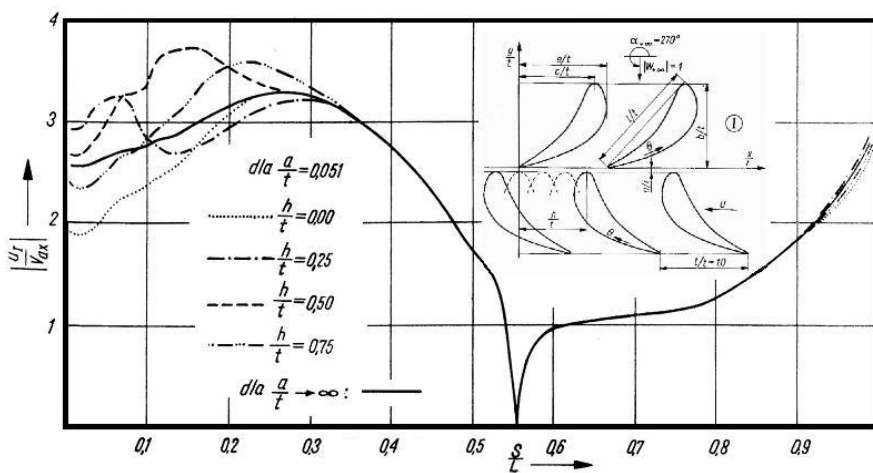
gdzie z – jest odległością w kierunku osiowym od palisady profili, T – jest podziałką, Ma – lokalną liczbą Macha.

Związek ten ma charakter poglądowy. Pokazuje on, że spadek oddziaływań potencjalnych w postaci zmiany amplitudy ciśnienia wzdłuż osi maszyny za palisadą profili nie zależy od cięciwy łopatki, ale od podziałki. Siła tych oddziaływań będzie zależna od obciążenia łopatki, które jest również funkcją podziałki. Przy obecnej tendencji do wzrostu obciążenia łopatki i wzrostu podziałek oddziaływania potencjalne mogą być bardziej znaczące w układach wysokoobciążonych niż w maszynach tradycyjnych o małych podziałkach.

Spadek potencjalnych interakcji dla małych liczb Macha jest szybki. Przy szczelinach międzywieńcowych powyżej 30% wartości podziałki mogą one być małoistotne. Jeśli liczba Macha rośnie, potencjalne oddziaływania również rosną i spadek ich jest wolniejszy.

Z kolei Koriakantis [Koriakantis, 1993] pokazał, że przy podziałkach wirnika znacznie mniejszych od podziałek kierownicy (o stosunku powyżej 4) niestacjonarności z potencjalnego pola dominują tylko w przepływie poprzez kanały wirnika. Zmiany potencjalnego pola kierownic i związane z nimi fluktuacje okresowe ciśnienia są znacznie mniejsze niż w przepływie przez kanały wirnika [Kachel, Denton, 2004].

W badaniach clockingu szczególnie interesujący jest wpływ kierownicy zawirnikowej i jej wpływ wsteczny (potencjalny) na pole przepływu w kanale wirnika. Pewien pogląd na oddziaływania wsteczne wieńców dają wyniki obliczeń quasi niestacjonarnego przepływu potencjalnego wirnika na rozkłady prędkości wokół kierownicy zrealizowane dla małych stosunków szczeliny do podziałki wynoszących tylko 5% [Kazimierski, 1966]. Obliczenia te, pokazane na rys. 2.31, obrazują wpływ oddziaływań potencjalnych, które mają miejsce w tylnej części profilu kierownicy i modyfikują strefę, w której rozwija się przejściowa i turbulentna warstwa przyścienna.

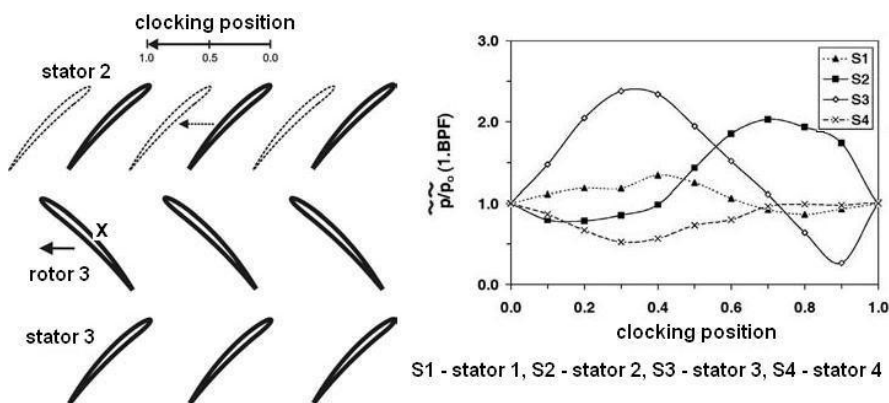


Rys. 2.31. Oddziaływania potencjalne. Wpływ oddziaływania potencjalnego wirnika na rozkład prędkości na łopacie palisady kierowniczej [Kazimierski, 1966]

Oddziaływanie to przesuwając okresowo na profilu położenie maksymalnej prędkości. W ten sposób może wpływać na położenie początku strefy przejścia laminarno – turbulentnego i stąd na wielkość strat profilowych.

Podobne obserwacje przedstawił Opoka [Opoka, Hodson, 2008], który przeprowadził badania zjawiska clockingu poprzez umieszczenie na wylocie z palisady płaskiej profili dodatkowego pręta symulującego palisadę zawirnikową. Badając straty w warstwie przyściennych na stronie ssącej dla różnych wzajemnych ustawień pręta generującego ślady napływające do palisady w stosunku do pręta za palisadą uzyskał okresowe zmiany strat profilowych w zależności od „clockingu prętów”. Badania pokazały, że optymalne wzajemne położenie prętów redukowało stratę grubości pędu θ o 5% dla niskiej turbulencji $Tu = 0.5\%$ i o 10% przy wysokiej turbulencji $Tu = 4\%$ w stosunku do najgorszej pozycji położenia prętów zaburzających przepływ. Liczba Reynoldsa była równa $1.6 \cdot 10^5$. Redukcja strat była rezultatem okresowego przesuwania się stref przejścia laminarno – turbulentnego w kierunku krawędzi spływu oraz dodatkowej redukcji strefy oderwania. W rozkładzie ciśnienia efekty lepkie i potencjalne dawały podobny efekt do pokazanego na rys. 2.31. Badania te wskazują, że zmienne w czasie oddziaływanie wsteczne mogą zmieniać średnie straty. Wielkość zmian strat zależy od korelacji ich z oddziaływaniami lepikami w postaci śladów. Opisana powyżej redukcja strat profilowych wynika tylko z oddziaływań niestacjonarnych na warstwę przyścienną.

Badania eksperymentalne fluktuacji ciśnienia na łopatkach trzeciego wirnika czterostopniowej osiowej sprężarki [Mailach, Vogeler, 2004] pokazują, że wpływ wsteczny wywołany zmianami położenia kierownic może być bardzo znaczący. Na rysunku poniżej (rys. 2.32) przedstawiono zmiany amplitudy ciśnienia częstotliwości łopatkowej, pomierzonego w połowie wysokości kanału przepływowego.

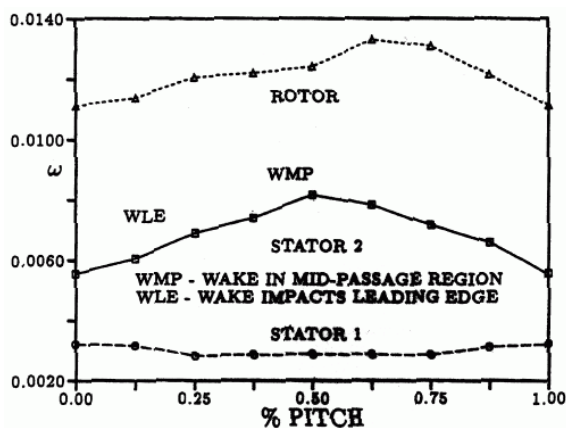


Rys. 2.32. Zmiany amplitudy ciśnienia na trzecim wirniku czterostopniowej sprężarki w połowie wysokości łopatki w funkcji clockingu kierownic od S1 do S4.

Położenie przetwornika ciśnienia na łopatkach trzeciego wirnika (rotor 3) oznaczono literą „x”. S1 – pierwsza kierownica, S2 – druga kierownica itd.

Miniaturowy przetwornik ciśnienia umieszczono w połowie długości cięciwy osiowej na stronie ssącej łopatki trzeciego wirnika (oznaczonej na rys. 2.32 jako „rotor 3”). Kierownice od pierwszej oznaczonej S1 do czwartej oznaczonej S4, tej czterostopniowej sprężarki osiowej, były kolejno obracane. Przy czym obracana była tylko jedna kierownica, a pozostałe zawsze były w pozycji 0.0, czyli na tej samej pozycji na obwodzie. Widoczne jest, że trzecia kierownica zawirnikowa S3 oddziałuje najsilniej, silniej niż druga kierownica S2 umocowana przed wirnikiem. Względne wartości amplitudy pierwszej harmonicznej ciśnienia zmieniają się pięciokrotnie, gdy obracana jest kierownica S3, podczas gdy obracana jest kierownica S2 amplituda ciśnienia zmienia się tylko dwukrotnie względem amplitud dla położenia „0.0” kierownic. Należy zauważyć, że zmiany wartości amplitud są oddziaływaniem łącznym, śladów i przepływu potencjalnego. Położenie maksymalnych wartości względnych zmian ciśnienia są inne dla clockingu kierownic S2 przed i za wirnikiem S3. Oddziaływania kierownic dalszych stopni na wlocie, tj. kierownicy pierwszej S1 i na wylocie S4 ze sprężarki są znacznie słabsze. Przykład ten pokazuje, że clocking kierownic, szczególnie sprężarek, może być związany również z innymi zjawiskami przedstawionymi na rys. 2.27. W szczególności clocking może być wykorzystany do redukcji niestacjonarnego obciążenia łopatek [Hsu - Wo, 1998] i ich drgań [Błaszczak, 2008]. Najnowsze badania [Choi et al., 2008b] pokazują, że zmiany w amplitudzie drgań łopatek sprężarki w zależności od położenia kierownic mogą wynosić 80% średniej amplitudy dla częstości nominalnej i aż 168% dla wysokiego obciążenia łopatek sprężarki.

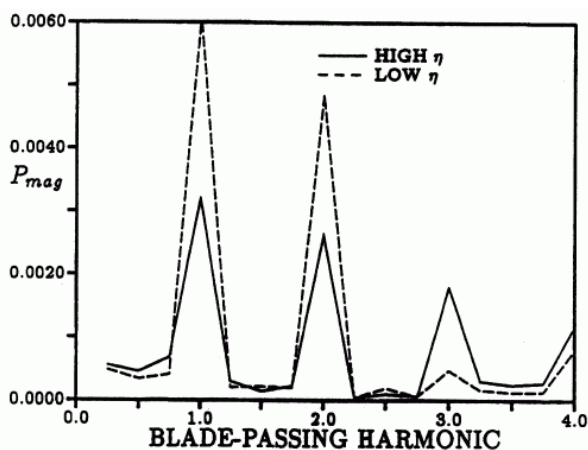
Szczególnie interesujący jest wpływ kierownicy zawirnikowej lub wirnika na straty w sąsiednim wieńcu w zależności od położenia kierownic, co pokazano na rysunku 2.33 dla numerycznych badań clockingu kierownic w $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarce osiowej [Dorney et al., 1998].



Rys. 2.33. Komputerowe modelowanie zmian strat poszczególnych wieńców $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarki osiowej w zależności od położenia kierownic [Dorney, et al., 1998]. ω – straty, PITCH – clocking kierownic

Oczywiste jest, że oddziaływanie wsteczne wirnika na pierwszą kierownicę jest oddziaływaniem potencjalnym. Zmienia ono straty pierwszej kierownicy o 15% w stosunku do jej strat średnich. Oddziaływanie śladów z kierownicy i oddziaływań potencjalnych obu kierownic zmienia straty wirnika o 18%. Zmiany strat drugiej kierownicy wynoszą nawet 38% w stosunku do jej średnich strat. Są one rezultatem oddziaływań potencjalnych wirnika i drugiej kierownicy oraz oddziaływania śladów z pierwszej kierownicy i wirnika. Zmiany sprawności sprężarki wynikające z redukcji strat spowodowanych clockingiem kierownic wynosiły 0.6 – 0.7%. Widoczne jest na rys. 2.33, że wpływ clockingu kierownic mógłby być jeszcze większy, ponieważ minima strat kierownic i wirnika są przesunięte względem siebie w funkcji clockingu kierownic.

Amplitudy ciśnienia w spływowej części łopatki wirnika tej sprężarki (75% wartości cięciwy łopatki) pokazano na rys. 2.34. Dla maksymalnej sprawności sprężarki widoczny jest spadek amplitud ciśnienia pierwszej i drugiej harmonicznej oraz pojawienie się trzeciej harmonicznej. Clocking kierownic może zatem wpływać na rozkład energii deterministycznej w sygnale. Dla maksymalnej sprawności energia jest przesunięta w stronę wyższych harmonicznych, co jest zjawiskiem pozytywnym dla wspomnianych redukcji poziomu drgań i obniżenia poziomu hałasu [Błaszczak, 2006].

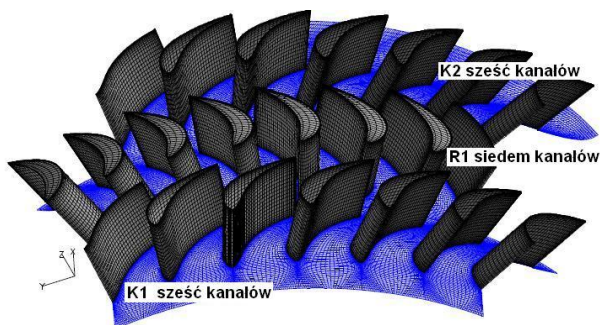


Rys. 2.34. Składowe zmiany amplitudy ciśnienia (P_{mag}) na stronie ssącej profilu drugiej kierownicy $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarki, dla jej największej i najmniejszej sprawności [Dorney, et al., 1998]

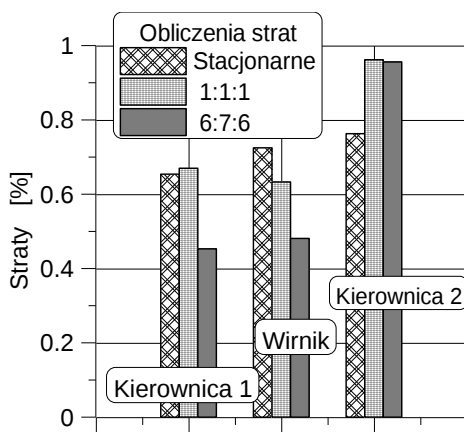
Symulacje numeryczne przepływu niestacjonarnego pokazują, że przesunięcie energii fluktuacji ciśnienia do wyższych harmonicznych może wpływać znacząco na redukcję strat [Yao et al., 2001]. Przedstawione w pracy Yao [Yao et al., 2001] wyniki obliczeń $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbiny RWTH Aachen opisanej szczegółowo w pracy [Walraevens, Gallus, 1996], o liczbie łopatek w wieńcach kierownic 36 i wirnika 41, pokazują, że wartości obliczonych strat zależą od sposobu komputerowego modelowania procesu obliczeniowego. Obliczenia wyko-

nano zaawansowanym niestacjonarnym kodem numerycznym TFLO (3D URANS). Symulacje numeryczne wykonano dla stacjonarnego przepływu używając koncepcji „mixing plane” oraz niestacjonarnego dla wygenerowanej siatki w układzie kanałów kierowniczych i wirnikowych, jak 1:1:1, co wymagało przeskalowania turbiny i zwiększenia podziałki wirnika o 13%. W celu dokładniejszego odwzorowania geometrii turbiny i oszacowania jego wpływu na wartości obliczonych parametrów średnich i chwilowych, wykonano również obliczenia w układzie łopatek kierowniczych i wirnikowych, jak 6:7:6, rys. 2.35 W tym przypadku podziałki wirnika, rzeczywista i obliczeniowa, różniły się o 2.4%. Liczba oczek siatki przypadająca na kanał obliczeniowy była zbliżona w obliczeniach.

Średnie rozkłady ciśnień na łopatkach dla obliczeń stacjonarnych i niestacjonarnych w obu układach kanałów kierowniczych i wirnikowych były praktycznie takie same, natomiast znacząco różniły się straty obliczone dla poszczególnych wieńców. Wyniki obliczeń strat pokazano na rys. 2.36, wykonanym na podstawie danych z tabel zamieszczonych w pracy [Yao et al., 2001].



Rys. 2.35. Siatka obliczeniowa dla obliczeń $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbiny RWTH Aachen w konfiguracji kanałów jak 6:7:6 [Yao et al., 2001]

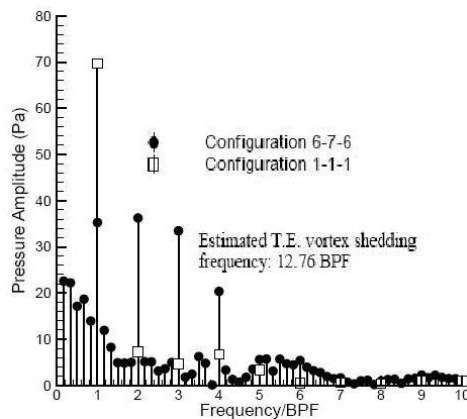


Rys. 2.36. Wyniki obliczeń strat w poszczególnych wieńcach $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbiny RWTH Aachen [Yao et al., 2001]

Obliczone straty różnią się pomiędzy sobą, przy czym różnią się i to znacząco straty z obliczeń niestacjonarnych, szczególnie dla pierwszej kierownicy i wirnika. Wpływ na zmianę strat pierwszej kierownicy ma tylko wsteczny udział wirnika, który zmienia jej straty o ponad 30% w zależności od sposobu modelowania procesu obliczeń.

Zmiana strat na wirniku jest efektem oddziaływań śladów z kierownicy i oddziaływań potencjalnych. Zmiany są mniejsze, wynoszą około 20% i również zależą od sposobu modelowania. W kierownicy drugiej nie ma obniżenia strat, ale również nie ma wpływu wstecznego od następnego wieńca. Zatem różnice w stratach można wiązać z niestacjonarnymi oddziaływaniami wstecznymi wieńców.

Na rys. 2.37 podano rozkłady amplitud z fluktuacji ciśnienia na ścianie profilu wirnika na stronie ssącej w pobliżu krawędzi natarcia (podobne zmiany obserwowano również na pierwszej kierownicy).

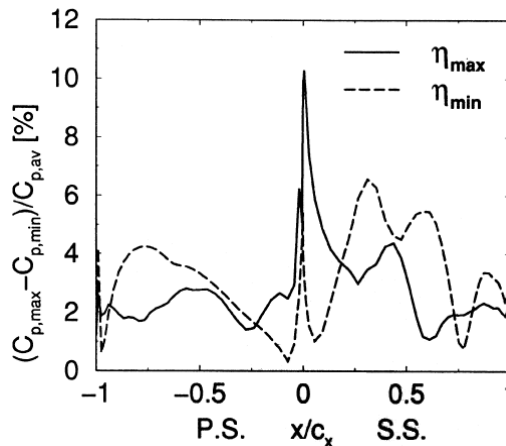


Rys. 2.37. Analiza Fouriera obliczonych fluktuacji ciśnienia blisko krawędzi spływu na stronie ssącej łopatki wirnika [Yao et al., 2001]

W przypadku obliczeń konfiguracji łopatek kierownic i wirników 1:1:1, dominuje pierwsza harmoniczna fluktuacji ciśnienia, natomiast w drugiej konfiguracji łopatek 6:7:6 pojawia się znacznie szersze pasmo częstości. Następuje redukcja pierwszej harmonicznej i pojawiają się kolejne harmoniczne 2, 3 i 4, podobnie jak w pracy Dorneya [Dorney, et al., 1998]. Obserwowane znaczące zmiany strat na pierwszej kierownicy i wirniku mogą zatem rzeczywiście wynikać z innych rozkładów częstościowych fluktuacji ciśnienia w strefie łopatek wieńców, które wpływają na rozwój ich stref przyściennych.

Obliczenia wykonane przez [Yao et al., 2001] pokazują, że oddziaływania wsteczne wirnika w postaci chwilowych zmian ciśnienia na łopatkę są obserwowane na całej szerokości łopatki pierwszej kierownicy, a więc zakres ich oddziaływania na warstwę przyścienną byłby znacznie większy niż wynika to ze wzoru (2.5) i z obliczeń pokazanych na rys. 2.31.

Przykładowe rozkłady zmian ciśnienia w przepływie niestacjonarnym na łopatkę drugiej kierownicy otrzymane z symulacji numerycznych wykonanych przez Arnone [Arnone et al., 2004], będące rezultatem oddziaływań pola potencjalnego wirnika i śladów z kierownicy i wirnika, pokazano na rys. 2.38. Największe zmiany ciśnienia występują na krawędzi natarcia i wynikają ze zmian kąta napływu na łopatki drugiej kierownicy. Dla maksimum sprawności zmiany ciśnienia na stronie ssącej (S.S) są mniejsze w środkowej części profilu łopatki. Podobny rozkład występuje na stronie ciśnieniowej. Zmiany ciśnienia na stronie ssącej są nieco większe. Rozkładów częstości fluktuacji w zmianach ciśnienia w pracy nie analizowano.



Rys. 2.38. Zmiany względnego ciśnienia na łopatkę drugiej kierownicy w połowie wysokości kanału przepływowego dla maksymalnej i minimalnej sprawności turbiny [Arnone et al., 2004]. $C_{p,max}$ – ciśnienie maksymalne, $C_{p,min}$ – ciśnienie minimalne, $C_{p,av}$ – średnie ciśnienie w danym punkcie na łopatkę

Pierwszym, który badał na podstawie rozwiązań 2D równań Naviera-Stokesa wpływ kierownicy zawirnikowej na clocking kierownic w $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbiny był Eulitz [Eulitz 1996]. Jednakże nie stwierdził on wpływu wstecznego kierownicy na proces generacji strat. Zmiany sprawności turbiny wynoszące 0.4% wynikały tylko z interakcji śladów z kierownicy i wirnika z warstwami przyściennymi drugiej kierownicy.

Cizmas [Cizmas, Dorney, 1999] dla clockingu kierownic w $1\frac{1}{2}$ sprężarce i turbinie pokazał wzrost pierwszej oraz drugiej harmonicznej fluktuacji ciśnienia pomierzonego w przybliżeniu w połowie szerokości łopatki wirnika dla maksymalnej sprawności sprężarki i turbiny w stosunku do wartości dla minimalnej sprawności. Obliczenia były wykonane w konfiguracji kanałów kierownic i wirników 1:1:1, co jest raczej powszechnie przyjęte w praktyce obliczeniowej w celu zmniejszenia czasu i kosztów obliczeń. Stąd ocena wpływu częstości fluktuacji ciśnienia na poziom strat na podstawie symulacji numerycznych przepływu

jest bardzo trudna do oceny. Wydaje się, że badania eksperymentalne mogłyby przyczynić się do rozwiązania tego problemu.

Należy podkreślić, że symulacje numeryczne dużej skali [Kalitzin et al., 2007] pokazują, że rozwiązania przepływu niestacjonarnego różnią się, jeśli w poszczególnych segmentach wieńców są różne ilości łopatek a do obliczeń przyjęto nieco inną liczbę łopatek w wieńcach. Różnice w skalowaniu łopatek wpływają na wyniki obliczania efektów oddziaływania śladów i pasma częstości ich oddziaływania. Różnice w transporcie i interakcji śladów w wielostopniowej turbinie były widoczne nawet przy symulacji numerycznej przepływu niestacjonarnego w dużym 20 stopniowym sektorze dwustopniowej turbiny, co oznacza modelowanie przepływu w 1/18 części poszczególnych wieńców, w stosunku do obliczania przepływu w pełnym wieńcu. Stąd do obliczeń zmian w czasie ciśnienia na łopatkach i strat w konfiguracji kanałów kierownic i wirników 1:1 i związanych z tym problemów skalowania liczby łopatek należy podchodzić bardzo ostrożnie.

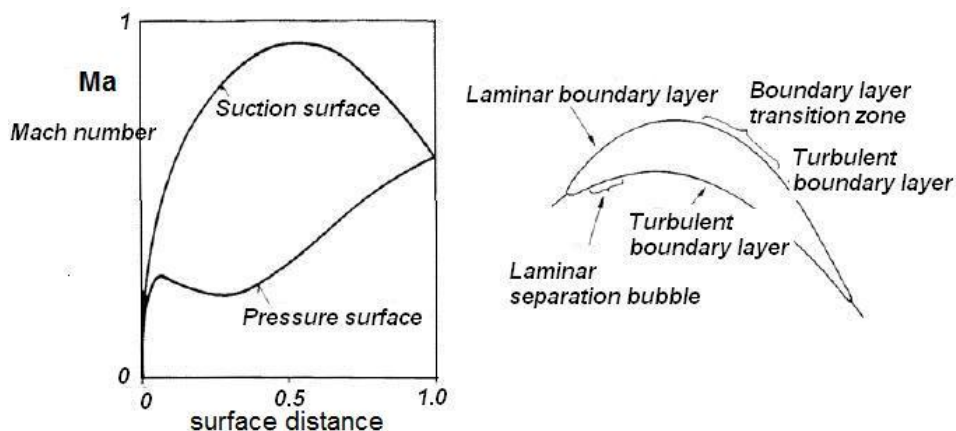
2.3.3. Oddziaływanie śladów załopatkowych z warstwą przyścienną

2.3.3.1. Uwagi wstępne

Zmiany strat w przepływie przez turbinę w zależności od clockingu kierownic lub wirników mogą mieć miejsce w warstwach przyściennych rozwijających się na łopatkach i wynikać ze spadku prędkości średniej strumienia napływającego na łopatkę oraz ze zmiany samej jej struktury [Haldeman, 2003]. Zmiany strat wynikające z oddziaływań niestacjonarnych śladów z kierownicy i wirnika z warstwami przyściennymi nie są w pełni zrozumiałe. Potrzebne jest lepsze poznanie mechanizmów generujących straty w warstwie i określenie, czy zmniejszenie prędkości średniej to jedyny mechanizm redukcji strat, czy też zmiany te wynikają z superpozycji strat składowych generowanych przez zjawiska zachodzące w warstwie przyściennej poddanej oddziaływaniom śladów.

Przykładowy rozkład liczby Macha i rozwój warstw przyściennych na profilu przedstawiono na rys. 2.39, gdzie warstwa przyścienna od krawędzi natarcia rozwija się jako laminarna, a następnie przekształca się w strefie przejścia laminarno – turbulentnego w turbulentną warstwę przyścienną.

Na profilu mogą również pojawiać się oderwania w postaci zamkniętej, tzw. bąbla, które ogólnie biorąc mogą zwiększać straty, szczególnie, gdy pojawiają się na stronie ssącej profilu. Zmiany strat w clockingu będą wynikać z niestacjonarnych oddziaływań śladów kierowniczych i wirnikowych z laminarną, przejściową i turbulentną warstwą przyścienną na łopacie.



Rys. 2.39. Rozkład liczby Macha na profilu łopatk turbinowej w poddźwiękowym przepływie, rozwój warstwy przyściennej na profilu [Casey, 1994]

Ogólnie biorąc, redukcję strat dla maksymalnej sprawności wieńca w cloczingu wiąże się ze spadkiem fluktuacji okresowych ciśnienia na łopatkach drugiej kierownicy (rys. 2.7) i stąd z mniejszą dyssypacją w przepływie turbulentnym [Griffin et al., 1996]. Z kolei obliczenia Cizmasa [Cizmas, Dorney, 1999] pokazują, że dla maksymalnej sprawności może występować wzrost poziomu fluktuacji ciśnienia, który wpływa, zdaniem autorów, na wzrost potencjalnych interakcji pomiędzy kierownicą i wirnikiem powodując energetyzowanie warstw przyściennych i spadek strat. Zmniejszenie strat może następować w wyniku redukcji pierwszej harmonicznej i wzrost wyższych harmonicznych [Dorney et al., 1998]. Są to informacje wzajemnie sprzeczne pomimo, że dotyczą roli jaką odgrywa zmienny w czasie rozkład ciśnienia na zewnętrznym brzegu warstwy przyściennej.

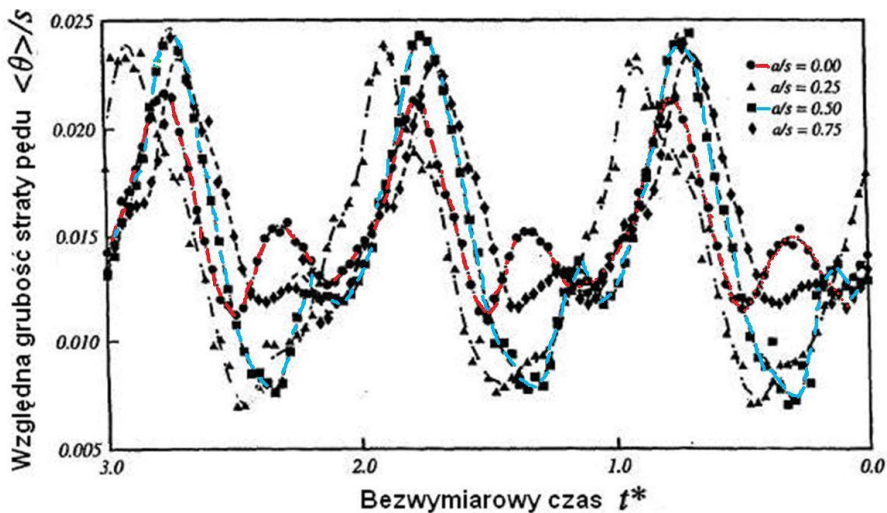
Najbardziej prawdopodobny wydaje się mechanizm oddziaływania śladów, który może prowadzić do zmiany położenia stref: laminarnej, przejściowej i turbulentnej warstwy przyściennej na profilu [Opoka, Hodson, 2008], jak również może on prowadzić do zmiany samej struktury warstwy przyściennej, [Gete, Evans, 2003a], [Heron, Walsh, 2007], [Walsh, et al., 2011]. Jak pokazał to Opoka [Opoka, Hodson, 2008], redukcja strat jest rezultatem łącznego oddziaływania śladu, tj. wpływu potencjalnego, redukcji strefy dodatniego gradientu ciśnienia, eliminacji oderwania w warstwie przez napływający ślad i zwiększenia się strefy przepływu laminarnego na profilu w rezultacie przesunięcia się punktu minimalnego ciśnienia w stronę krawędzi spływu.

Obliczenia Cizmasa [Cizmas, Dorney, 1999] dla maksymalnej sprawności sprężarki w cloczingu kierownic pokazały zmniejszenie współczynnika tarcia C_f zarówno na stronie ssącej, jak i ciśnieniowej na drugiej kierownicy i zmniejszenie straty grubości pędu θ w stosunku do wartości tych parametrów obliczonych dla minimalnej sprawności sprężarki. Zmniejszenie θ nastąpiło w strefie krawędzi spływu na stronie ssącej w przejściowej i turbulentnej warstwie przyściennej.

Oznacza to, że redukcja strat w zjawisku clockingu może mieć miejsce w przejściowej i turbulentnej warstwie przyściennej. Badania eksperymentalne potwierdzają, że turbulencja śladu i jego okresowe oddziaływanie na warstwę prowadzi do znaczących zmian w jej rozwoju na profilu [Zarzycki i Elsner, 2005], a zatem i zmian strat.

Szczegółowe poznanie zjawisk odpowiedzialnych za generację strat w przepływach niestacjonarnych należy rozpocząć od analizy oddziaływania śladów z kierownicy i wirnika na warstwy przyścienne drugiej kierownicy, bez oddziaływania wstecznego (potencjalnego) od następnego wieńca. Na rys. 2.40 pokazano zmiany grubości straty pędu θ w śladzie za krawędzią spływu drugiej kierownicy, w odległości 13.3% wartości jej cięciwy, $1\frac{1}{2}$ stopniowej osiowej sprężarki [Walker et al., 1997]. Przebiegi pokazano w funkcji okresu przejścia łopatki wirnika dla kilku położań kierownicy wstępnej IGV, zaznaczonych na rysunku jako a/s . W przebiegach widoczne są zmiany amplitud, jak i samych rozkładów grubości straty pędu θ . Najmniejsze amplitudy θ są dla przypadku napływu śladów z kierownicy wstępnej IGV na krawędź natarcia drugiej kierownicy (położenie kierownic $a/s = 0.0$, oznaczone czerwonym kolorem). Są one dwukrotnie mniejsze niż amplitudy θ , gdy ślady wpływają do środka kanału kierownicy ($a/s = 0.5$, oznaczone niebieskim kolorem).

Oddziaływania śladów z kierownicy wstępnej IGV na krawędź natarcia drugiej kierownicy powodują zmniejszenie amplitudy grubości straty pędu θ , i zmianę charakteru rozkładu. Wyraźniej widoczne są dodatkowe lokalne maksima, które świadczą o wystąpieniu wyższych harmonicznych w przebiegach θ , co oznacza nieliniowe oddziaływania pomiędzy śladami i warstwą przyścienną na łopacie drugiej kierownicy.



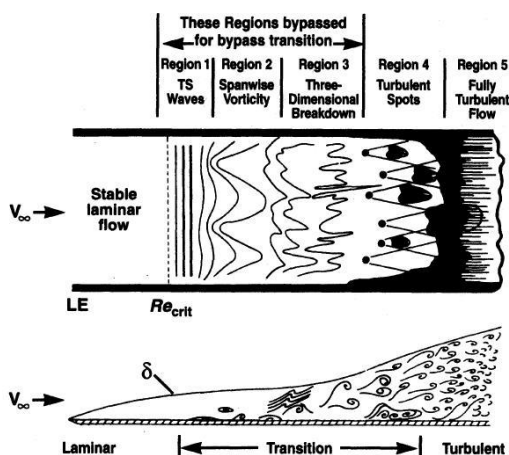
Rys. 2.40. Wpływ oddziaływania śladów kierownicy wstępnej IGV i wirnika na grubość straty pędu θ za drugą kierownicą sprężarki osiowej w zależności od clockingu kierownic a/s [Walker et al., 1997].

Znaczące zmiany grubości straty pędu θ zachodzą z częstością zależną od liczby łopatek wirnika, czyli z tzw. częstością łopatkową, jednakże zmniejszenie amplitudy występuje wtedy, gdy pojawiają się wyższe częstości w przebiegu straty pędu θ . Uśrednione wartości θ nie wykazywały jednoznacznie zależności od położenia kierownic, aczkolwiek można było zauważyć niewielkie zmniejszenie ich wartości wraz ze spadkiem amplitud. Stawało się to wyraźniejsze ze wzrostem obciążenia sprężarki, co może sugerować większą odporność warstw przyściennych na intermitentne oderwania przepływu przy napływie śladów z pierwszej kierownicy na krawędzie natarcia drugiej kierownicy [Walker et al., 1997]. Należy podkreślić, że w badaniach, w których modelowano oddziaływanie tylko śladów z wirnika na nieoderwaną warstwę przyścienną straty profilowe, a więc i θ , rosną wraz ze wzrostem częstości napływu śladów [Howell, Hodson, 2000].

Z powyższych badań wynika, że napływ śladów z pierwszej kierownicy na krawędź natarcia łopatki drugiej kierownicy wpływa stabilizująco na przepływ w rozwijającej się na niej warstwie przyściennej, co może wynikać ze zmiany transportu energii w samej warstwie. Oddziaływanie śladów z kierownicy na warstwę przyścienną może mieć miejsce zarówno w laminarnej, przejściowej, jak i turbulentnej warstwie. Dla poznania tych właściwości niezbędne będzie poznanie procesów oddziaływania śladu z warstwą przyścienną.

2.3.3.2. Oddziaływanie śladu z warstwą przyścienną

Napływający z poprzedniego wieńca ślad załopatkowy będzie oddziaływał najpierw z laminarną warstwą przyścienną na profilu, która dalej będzie przechodziła w laminarno turbulentną przez przejście naturalne lub typu „bypass” i dalej w turbulentną warstwę przyścienną. Naturalny proces przejścia laminarno – turbulentnego, typowy dla przepływu stacjonarnego, przedstawiono na rys. 2.41.



Rys. 2.41. Model przejścia laminarno – turbulentnego w stacjonarnej warstwie przyściennej według Whitea [Stieger, 2002]

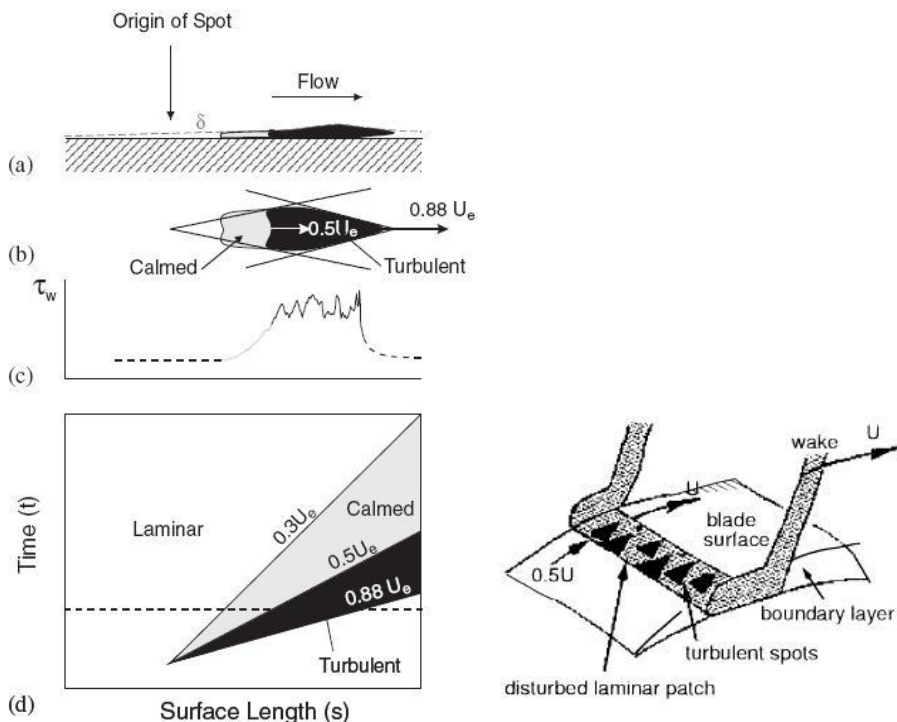
Tego typu przejście jest charakterystyczne dla niskiego poziomu turbulencji Tu (maksymalnie 1%). Proces ten może również w pewnym przedziale czasowym występować w przepływie niestacjonarnym z przejściem laminarno – turbulentnym, indukowanym śladem. Proces przejścia laminarno – turbulentnego rozpoczyna się od utraty stabilności przepływu laminarnego i pojawienia się stref powstawania fal Tolmiena - Schlichtinga, które dalej przekształcają się w zorganizowane trójwymiarowe zaburzenia. W następnej fazie powstają struktury wirowe, których rozwój powoduje załamanie się przepływu laminarnego. Pojawiają się ogniska przepływu turbulentnego, tzw. spoty (plamki turbulentne), które są strukturami trójwymiarowymi z przepływem turbulentnym. Spoty są obiektami charakteryzującymi się samopodobieństwem o specyficznym trójkątnym kształcie o kącie rozwarcia 21 stopni i prędkości przodu i tyłu struktury wynoszących dla zero gradientowego przepływu odpowiednio 0.88 i $0.5 U_e$, tj. prędkości na granicy warstwy. Powstawanie plamek turbulentnych jest zagadnieniem samym w sobie i dotychczas nie w pełni jeszcze wyjaśnionym [Elsner, 2004].

Charakterystyczną cechą spotów – „plamek turbulentnych” jest ich trójwymiarowość, wysoka turbulencja i wysokie naprężenie styczne pomiędzy płynem, a ścianką kanału oraz obszar w tylnej części plamki turbulentnej, który charakteryzuje się brakiem pulsacji w strudze. Obszar ten nazywany jest strefą przepływu uspokojonego (calmed, becalmed), (calmed na rys. 2.42). Strefa ta została odkryta przez Schubauera i Klebanoffa w 1955 roku [Schubauer, Klebanoff, 1955]. Przepływ w niej zachodzi bez fluktuacji i z tego względu uważany jest za laminarny [Hodson, Howell, 2005], jednak z pełniejszym profilem prędkości niż typowy rozkład Blasiusa dla przepływu laminarnego. Wynika to z dużego naprężenia stycznego na ścianie na początku strefy przepływu uspokojonego, które ma tam wartość jak w turbulentnej warstwie ale bez fluktuacji (rys. 2.42c). Następnie w strefie przepływu uspokojonego naprężenie zmniejsza się do wartości w przepływie laminarnym [Hodson, Howell, 2005].

Poszczególne spoty przemieszczają się i rozrastają w otaczającym ich przepływie laminarnym. Ponieważ prędkość czoła i tyłu „spota” różnią się, przepływ staje się coraz bardziej turbulentny. Przemieszczanie się spotów powoduje, że przepływ w strefie laminarno – turbulentnej jest intermitentny, tzn. w czasie danym punkcie na ścianie pojawiają się losowo strefy przepływu laminarnego i turbulentnego. Ujmuje to współczynnik intermitencji γ , który określa, jaką część przedziału czasowego zajmuje przepływ turbulentny w rozpatrywanym punkcie przepływu w przejściu laminarno – turbulentnym. W końcowej fazie ogniska turbulentne rozrastają się i łączą się ze sobą tworząc jednorodną turbulentną warstwę w całym przekroju.

W maszynach przepływowych poziom turbulencji jest znacznie wyższy od poziomu turbulencji typowej dla strugi niezaburzonej stacjonarnej, tj. $\sim 1\%$ i rośnie w kolejnych stopniach, może osiągnąć nawet powyżej 5% [Hodson, Howell, 2005]. Turbulencja w śladach niekiedy jest powyżej 10% [Salomon, 2002]. Przy dużym poziomie turbulencji przejście zachodzi szybciej, od razu w laminarnej

warstwie przyściennej tworzą się spoty, rys. 2.42a. Ten typ przejścia został nazwany przejściem typu „bypass” – z powodu pominięcia wstępnej fazy rozwoju związanej z falami Tolmiena–Schlichtinga. Cechą charakterystyczną tego typu przejścia laminarno – turbulentnego jest pojawienie się w warstwie laminarnej tzw. struktur wzdłużnych (modu Klebanoffa) o małej i dużej prędkości. Obliczenia DNS pokazują, że przejście laminarno – turbulentne związane jest ze strukturami o małej prędkości. Struktury te tracą stabilność i wyrzucane są do zewnętrznej części warstwy przyściennej, gdzie mogą na nie oddziaływać zaburzenia o wysokiej częstotliwości.



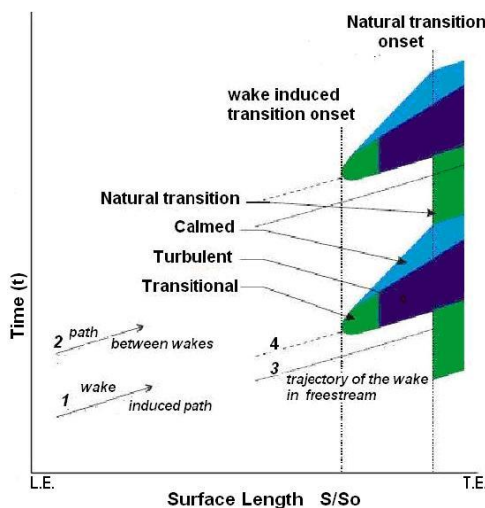
Rys. 2.42. Model przejścia indukowanego śladem; a – turbulentny „spot” w przekroju poprzecznym, b – widok „spota” od góry z rozkładem naprężeń stycznych, c – rozkład naprężeń stycznych pomiędzy płynem, a ścianką w „spocie”, d – przejście indukowane śladem [Hodson, Howell, 2005]

Oddziaływanie różnych zaburzeń na warstwę z zewnątrz jest dość skomplikowane, gdyż energię do wewnętrznej warstwy mogą przekazywać tylko wiry o dużych skalach i niskiej częstotliwości. Warstwa przyścienne zachowuje się jak filtr dolnoprzepustowy. Mechanizm przekazywania energii do warstwy nazywa się „receptivity mechanism”, a mechanizm filtrujący energię „sheltering mechanism”. Turbulencja strumienia na zewnątrz warstwy oddziałuje na struktury wzdłużne o małej prędkości, które są unoszone w kierunku brzegu warstwy i turbulizowane. Następnie taka turbulentna struktura jest transportowana z powro-

tem w pobliże ścianki, gdzie staje się turbulentnym spotem [Hernon et al., 2007b]. Podobny mechanizm powstawania turbulentnych plamek (spotów) był obserwowany przez Zakiego [Zaki et al., 2006] w kanale przepływowym sprężarki.

W przypadku przepływu niestacjonarnego z napływającym śladem przejście laminarno – turbulentne ma charakter przejścia typu „bypass” i nazywane jest przejściem indukowanym śladem, rys. 2.42. W obszarze indukowanym o charakterystycznym trójkątnym kształcie rozwierającym się w kierunku przepływu mogą wystąpić: strefa przejściowa oraz faza turbulentna [Schobeiri, Pappu, 1997], [Zarzycki, Elsner, 2005]. Za nimi rozwija się obszar przepływu uspokojonego (calmed).

Bardziej szczegółowy opis przejścia indukowanego śladem pokazano na rys. 2.43. W początkowej fazie przejściowej (kolor zielony) dochodzi do powstania i rozrostu oraz łączenia turbulentnych spotów, które dalej tworzą jednorodny obszar turbulentny (kolor ciemnoniebieski). Za obszarem indukowanym widoczny jest obszar przepływu uspokojonego. Pomiędzy śladami pionową osią zaznaczono początek naturalnego przejścia laminarno – turbulentnego, które będzie występować przy niskim poziomie turbulencji na zewnątrz warstwy. Przy wyższym poziomie turbulencji linia ta staje się początkiem przejścia typu „bypass”.



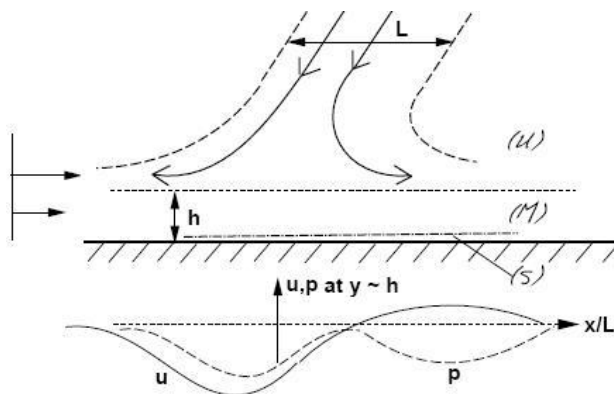
Rys. 2.43. Model przejścia indukowanego śladem według Halsteada dla przyklejonej warstwy przysięennej [Stieger, 2002]

Wyższy poziom naprężeń stycznych obszaru uspokojenia powoduje, że niestabilności przepływu, czy to w formie fal Tollmiena–Schlichtinga, czy spotów turbulentnych nie mogą się rozwinąć, co w konsekwencji opóźnia początek przejścia pomiędzy śladami. Przepływ uspokojony (calmed) ze względu na wysokie naprężenie styczne ma zdolność opóźniania początku przejścia laminarno – turbulentnego [Stieger, 2002] [Elsner 2004]. Naprężenie styczne w obszarze prze-

pływu uspokojonego maleje w czasie i wówczas zaczyna się przejście naturalne lub typu „bypass”, zaczynają pojawiać się spoty turbulentne.

Oddziaływanie śladów z poprzedzających wieńców na warstwę przyścienną na profilu zachodzi poprzez: fluktuację prędkości i ciśnienia na brzegu warstwy oraz oddziaływanie turbulencji śladu poprzez jej dyfuzję do warstwy zgodnie z „receptivity” mechanizmem, co pokazano schematycznie na rys. 2.44.

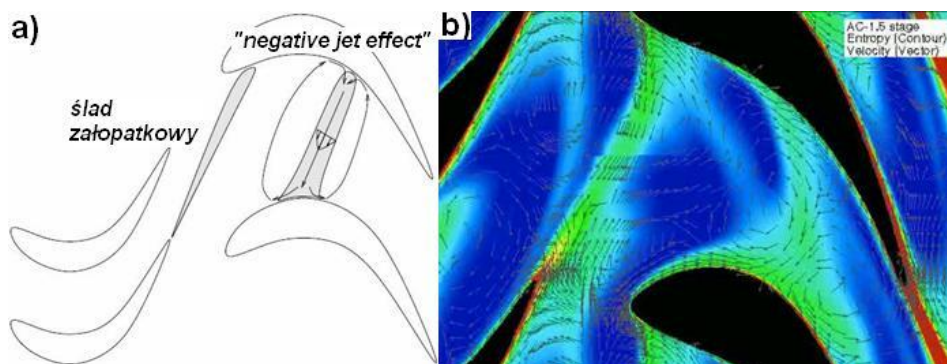
Zaburzenie typu śladu zachowuje się jak fala biegnąca, co również ma wpływ na efekty oddziaływania z warstwą przyścienną [Gete, Evans, 2003a]. Z uwagi na niskie częstotliwości zaburzeń deterministycznych i wysoki ich poziom w śladach udział śladów w oddziaływaniu na warstwę może być znaczący.



Rys. 2.44. Oddziaływanie śladu z warstwą przyścienną [Wu, Durbin, 2001]

Proces odkształcania śladu i poprzeczny ruch czynnika w śladzie, pokazany na rys. 2.45, ma duży wpływ na profil prędkości oraz straty w śladzie i warstwach przyściennych, szczególnie na stronie ssącej łopatki. Segment śladu poza warstwą przyścienną będzie przemieszczał się w głąb kanału międzyłopatkowego, gdzie będzie następowała jego reorientacja. Segmenty śladu będą poddane rozciąganiu (stretched), ściskaniu (compressed) i wyginaniu (tilted) w średnim polu prędkości wewnątrz kanału. Dodatkowo wewnątrz przemieszczającego się segmentu śladu pojawia się przepływ poprzeczny, tzw. „negative jet effect”, który związany jest z transportem materiału śladu w kierunku strony ssącej łopatki w turbinie lub w kierunku strony ciśnieniowej w sprężarce.

W zasadzie redukcja strat w warstwie przyściennej jest możliwa jedynie przez rozszerzanie strefy przepływu laminarnego, uspokojonego (calmed) oraz zmniejszenie stref przepływu opóźnionego. Odkrycie obszaru uspokojonego (calmed) pozwoliło znacząco zwiększyć obciążenie łopatki, gdyż ze względu na duże naprężenie styczne jest on odporny na znaczne opóźnienia przepływu.



Rys. 2.45. a) Transport śladu w kanale palisady turbinowej [Kachel, Denton 2004]. „Negative jet effect”, rozciąganie i wyginanie śladu, [Wilhelm, 2006]

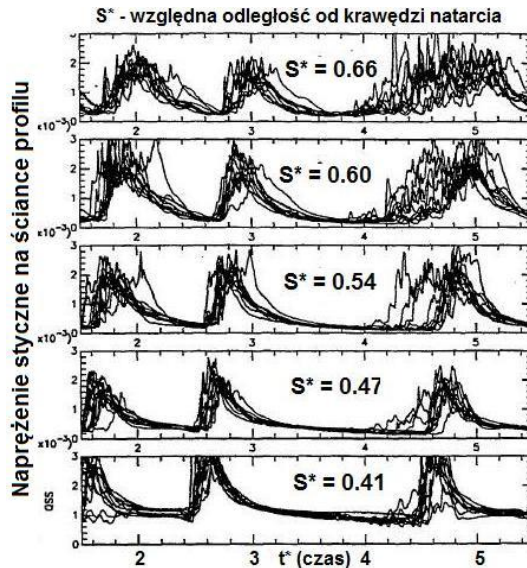
Przepływ uspokojony ma olbrzymie znaczenie dla opóźnienia pojawienia się oderwania w warstwie przyściennej, ponieważ może się ono pojawić dopiero po spadku naprężenia stycznego poniżej zera. Optymalizując odpowiednie relacje pomiędzy strefą turbulentną i strefą przepływu uspokojonego dla profilu wysokoobciążonego T-106, Stieger [Stieger, 2002] uzyskał na profilu w 80% wartości cięciwy łopatki na stronie ssącej warunki, w których przez 25% okresu przejścia śladu zajmował przepływ turbulentny, a aż 75% okresu zajmowała strefa przepływu uspokojonego. Straty profilowe przy tak znaczącym rozciągnięciu strefy przepływu uspokojonego mogą być znacznie niższe, niż w przepływie stacjonarnym, szczególnie różnice te są widoczne dla małych liczb Reynoldsa, poniżej $1.0 \cdot 10^5$ [Hodson, Howell, 2005]. Korzystne oddziaływanie strefy przepływu uspokojonego można zaobserwować również na drgania łopatek, wymianę ciepła itd.

Analiza wyników badań clockingu kierownic Halsteada [Halstead, et al., 1997] pokazuje, że ślady z pierwszej kierownicy i wirnika są rozdzielone przy napływie optymalnym (największa sprawność, rys. 2.3). Ślady napływają wtedy na drugą kierownicę z podwójną częstością (widoczne jest to również na rys. 2.22), co związane jest z redukcją strat profilowych o 25%.

Walker [Walker, 1998] usunął jedną łopatkę wirnika jednostopniowej sprężarki osiowej redukując w ten sposób częstość napływu śladów z wirnika na kierownicę. Można wtedy prześledzić zjawiska w warstwie przyściennej kierownicy w zależności od częstości napływających śladów.

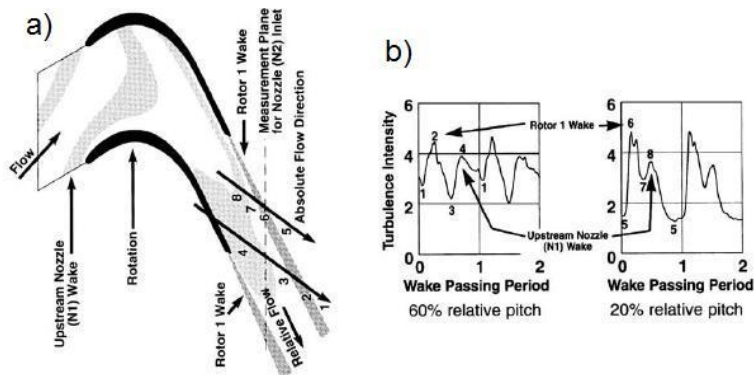
W przypadku małej częstości napływu pokazany na rys. 2.46 rozkład w czasie naprężeń stycznych pokazuje dla bezwymiarowej długości strony ssącej $s^* = 0.41$ rozległą strefę przepływu uspokojonego i wąskie strefy przepływu turbulentnego indukowanego śladem. W dalszej części powyżej $s^* = 0.52$ rozwija się oderwanie na końcu strefy uspokojonej i rośnie w stronę krawędzi spływu. Przy dwukrotnie wyższej częstości widoczne jest, że oderwania nie ma, strefa przepływu uspokojonego jest jednak znacznie węższa i szybko przechodzi w „turbulentny pasek”. Bilans strat w podobnym przypadku przepływu w warstwie

przyścienną typowej dla stopni sprężarkowych pokazuje, że przy wyższej częstotliwości napływu śladów można otrzymać niższe straty, ale dotyczy to będzie niskich liczb Re i przepływu z oderwaniem w warstwie przyścienną. Natomiast ze wzrostem liczby Re oderwanie maleje i przy dostatecznie dużej liczbie Re znika. Zysk w stratach maleje ze wzrostem częstotliwości napływu śladów i przy całkowicie przyklejonej warstwie ($Re \sim 500\,000$) straty są większe, niż dla małej częstotliwości [Ottawy et al., 2004]. Profil konwencjonalny z przylgniętą warstwą przyścienną praktycznie zawsze będzie miał straty większe w przepływie niestacjonarnym.

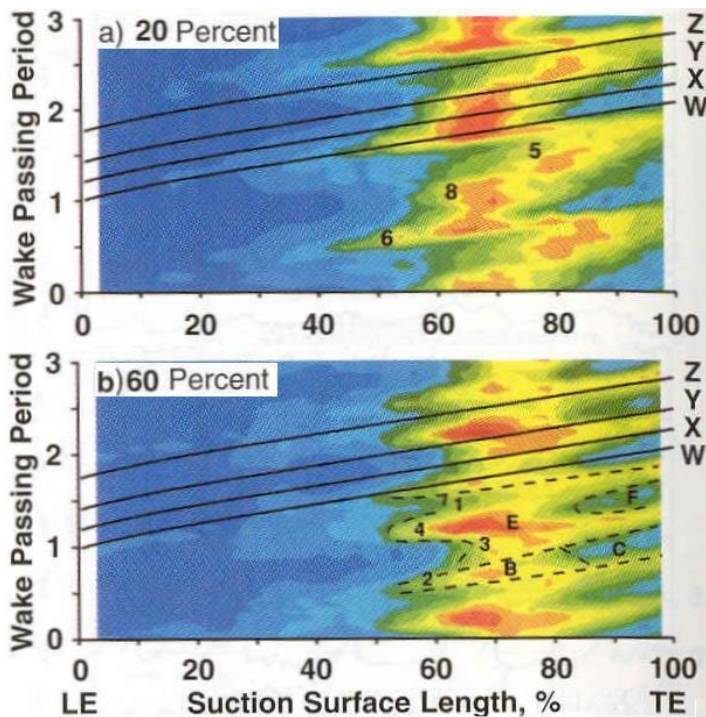


Rys. 2.46. Oddziaływanie śladu i warstwy przyścienną na stronie ssącej łopatki kierownicy [Walker, 1998]

Jednoczesne oddziaływanie śladów z kierownicy i z wirnika na warstwę przyścienną, tzn. śladów z kierownicy wpływających na krawędź natarcia drugiej kierownicy (rys. 2.47), prowadzi jednak do zupełnie innych rezultatów, niż prezentowane przez Walkera [Walker, 1998]. Zmiany w rozwoju warstwy przyścienną na łopatkach pokazane są na rys. 2.48, gdzie przedstawiono rozkłady fluktuacji naprężeń stycznych na stronie ssącej łopatki dla śladów z kierownicy wpływających do środkowej części kanału przepływowego kierownicy („20%”, rys. 2.48a) i dla wpływających na jej krawędź natarcia („60%”, rys. 2.48b).



Rys. 2.47. Niestacjonarny przepływ na wylocie z wirnika turbiny dla dwu wzajemnych położen kierownic [Howell i Hodson, 2000]



Rys. 2.48. Zmiany fluktuacji naprężeń stycznych w warstwie przyściennej dla dwu położen kierownic, 20% – napływ śladów z kierownicy do środka kanału, 60% – napływ śladów na krawędź natarcia [Halstead et al., 1997]

Napływ śladów z pierwszej kierownicy na krawędź natarcia łopatki drugiej kierownicy prowadzi do podwojenia częstości oddziaływania śladów i przesuwa przejście laminarno – turbulentne w kierunku krawędzi spływu, co oznacza redukcję strefy przepływu turbulentnego i zmniejszenie strat.

Na rysunku 2.47b widoczne jest również, że clocking kierownicy (wpływ kierownicy za wirnikiem) wpływa na proces interakcji śladów z kierownicy i z wirnika, a szczególnie na ślady z kierownicy. Ślady z kierownicy wpływające do środka kanału („20%”) są mniej widoczne, niż w przypadku napływu na krawędź natarcia („60%”).

W tym aspekcie interesujące byłyby porównanie wyników przedstawionych na rys. 2.48 z badaniami jednostopniowej turbiny Chaluvadiego (rys. 2.9) w układzie z kierownicą zawirnikową i określenie wpływu strefy w której dominują ślady z kierownicy na warstwę przyścienną drugiej kierownicy. Czy wtedy ślady wirnikowe ujawniłyby się przy napływie śladów z pierwszej kierownicy na krawędź natarcia drugiej kierownicy?

W badaniach Koniga [Konig et al., 2004] napływ śladów z kierownicy na krawędź natarcia związany był z największymi amplitudami uśrednionych fazowo naprężeń stycznych i jedną częstością oddziaływania związaną ze śladem wirnikowym. Podwojenie częstości śladów obserwowano natomiast w strefie laminarnej – turbulentnej.

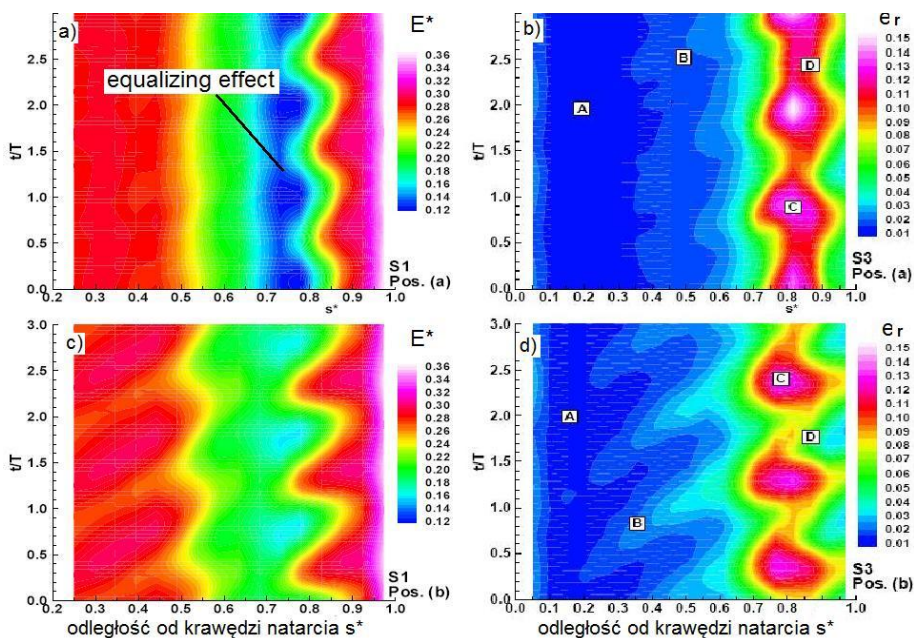
Najnowsze badania Gostelowa [Gostelow, et al., 2007] dla przypadku warstwy przyściennej na płaskiej ścianie z rozkładem ciśnienia jak na łopatkę sprężarki wskazują, że przy mniejszej odległości pomiędzy śladami oddziaływanie między nimi może indukować bardzo silny obszar przepływu uspokojonego. Turbulencja w warstwie przyściennej nie musi rosnać, a wręcz może maleć, co widoczne jest również na rys. 2.48. Strefa dużych fluktuacji przepływu dla podwójnej częstości jest nieco mniejsza, niż dla podstawowej częstości oddziaływania tylko śladem wirnikowym. Przyczyną może być tłumiące działanie strefy przepływu uspokojonego, która nawet przy stykających się śladach jest obecna i powoduje obniżenie fluktuacji turbulentnych w przepływie. Pokazały to już wcześniejsze badania Gutmarka [Gutmark, Blackwelder, 1987], który wykazał, że obszar przepływu uspokojonego jest bardziej stabilny, niż laminarna warstwa przyścienna i stąd silnie tłumy fluktuacje przepływu. Jeśli jedna plamka turbulentna znajdzie się w obszarze przepływu uspokojonego drugiej plamki turbulentnej, to wzrost pierwszej plamki zostanie zredukowany.

Bardzo ciekawe wyniki badań warstw przyściennych na profilach drugiej kierownicy w 3 stopniowej turbinie modelowej przedstawił Gombert [Gombert, Hohn, 2001]. Rezultaty badań warstw przyściennych na stronie ssącej łopatki przedstawiono na rys. 2.49 dla naprężeń stycznych uśrednionych fazowo, tj. dla składowej średniej i okresowej (rys. 2.49a, c) oraz składowej losowej (rys. 2.49b, d).

Widoczne jest znaczące obniżenie poziomu uśrednionych fazowo naprężeń stycznych E^* w strefie przejściowej oraz cofnięcie do krawędzi spływu łopatki strefy przejścia laminarnej – turbulentnej dla przypadku napływu śladów z pierwszej kierownicy w strefę krawędzi natarcia łopatki (S1, pos. a) rys. 2.49a, w stosunku do przypadku, gdy ślady z kierownicy wpływają do środka kanału i nie oddziałują z warstwą przyścienną (S1, pos. b) rys. 2.49c. Podobne relacje

wskazujące na przesunięcie strefy przejścia laminarno – turbulentnego w dół przepływu widoczne są w rozkładach losowych składowych naprężeń stycznych e_r pokazanych na rys. 2.49b, c i oznaczonych jako (S3 pos. a) i (S3 pos. b).

Autorzy nazywają efekt wywołany śladami kierownicy jako „equalizing effect”, który wiąże z wytworzeniem strefy uspokojonego przepływu przez ślady pierwszej kierownicy. Poszerzona strefa przepływu uspokojonego opóźnia powstawanie turbulentnych spotów i stąd przejście laminarno – turbulentne jest przesunięte w dół przepływu. Potwierdza to wcześniej wspomniane obserwacje Opoki [Opoka, Hodson, 2008] o przesunięciu przejścia laminarno – turbulentnego w kierunku krawędzi spływu.



Rys. 2.49. Wyniki badań warstw przyściennych na stronie ssącej łopatki drugiej kierownicy. Oznaczenia: A – laminarna warstwa przyścienna, B – początek przejścia, warstwa laminarno – turbulentnego, C – maksymalna wartości składowej losowej fluktuacji, D – drugie maksimum losowych fluktuacji, E^* – składowa średnia i okresowa naprężeń stycznych, e_r – składowa losowa [Gombert, Hohn, 2001]

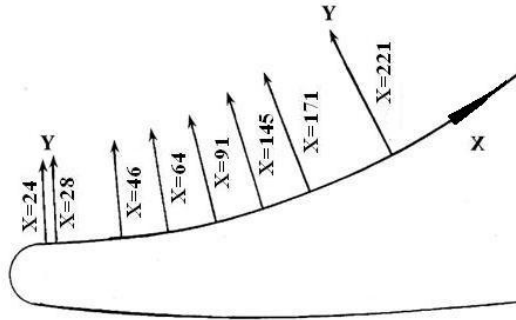
Efekt ten na trzeciej kierownicy był nawet bardziej znaczący, niż na drugiej i pojawia się, gdy ślady drugiej kierownicy wpływają na krawędź natarcia trzeciej kierownicy. Rozkłady ciśnienia na profilach są typowe dla nowoczesnych niskopiętnych turbin lotniczych (rys. 2.39), tj. profile są silnie obciążone z przesunięciem punktu maksymalnego obciążenia do tyłu i charakteryzują się głęboką strefą dyfuzji w rozkładzie ciśnienia na stronie ssącej w kierunku krawędzi spływu. Na pierwszej kierownicy, która ma najgłębszy obszar dyfuzji, można zauważyć niewielkie lokalne zaburzenie w rozkładzie ciśnienia, typowe dla odrywania zamkniętego w warstwie przyściennej.

Badana przez Gomberta turbina wykazywała zmiany sprawności za drugim stopniem wynoszące 1.5% w środkowej części łopatki (rys. 2.15) w zależności od clockingu pierwszej i drugiej kierownicy.

Wspomniany wcześniej König [König et al., 2004] obserwował zmiany uśrednionych fazowo, średnich, okresowych i losowych składowych naprężeń stycznych na ścianie w przejściu laminarno – turbulentnym badając clocking kierownic w $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbinie. Główne zmiany związane były ze wzrostem poziomu fluktuacji okresowych naprężeń stycznych na krawędzi natarcia i spadkiem ich w laminarno – turbulentnej strefie przy napływie śladów z kierownicy na krawędź natarcia drugiej kierownicy. Zmniejszało się wtedy lokalne oderwanie w warstwie przyściennej i pojawiały się podwójne maksima naprężeń losowych odpowiadające oddziaływaniu śladów z kierownicy i wirnika w tym obszarze, jednak wyraźniej widoczne, niż na rys. 2.49b.

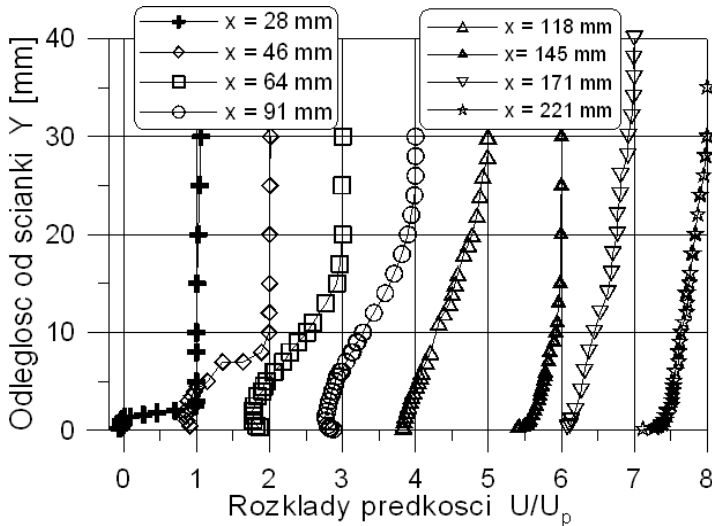
Można sądzić, że podstawowym mechanizmem redukcji strat w zjawisku clockingu jest opóźnianie przejścia laminarno – turbulentnego, podobnie jak na rys. 2.48 i 2.49, które może być również związane z oddziaływaniem na tzw. struktury wzdłużne, charakterystyczne dla rozwiniętej laminarnej warstwy. Monokrousos [Monokrousos et al., 2008] wykorzystując rozwiązania DNS, kontrolował rozwój struktur wzdłużnych poprzez obniżanie poziomu ich energii. Pozwoliło mu to przesunąć przejście laminarno – turbulentne o 15 - 20% rozpiętości łopatki w kierunku krawędzi spływu i zmniejszyć jej opór tarcia. Wzmiankowany wcześniej „equalizing effect” może wynikać właśnie stąd, że ślady z pierwszej kierownicy wchodząc do warstw przyściennych drugiej mogą kontrolować energię struktur wzdłużnych i opóźniać przejście laminarno – turbulentne. Likwidacja struktur wzdłużnych w strefie laminarno turbulentnej płaskiej płytki poprzez aktywne oddziaływanie na tą strefę biegnącą falą poprzeczną prowadzić może do ponad 30% spadku jej oporu [Du, Karniadakis, 2000]. Oddziaływanie śladów z kierownicy w kierunku stabilizacji i redukcji struktur wzdłużnych może prowadzić do znaczącej redukcji strat przy założeniu, że straty w przejściu laminarno – turbulentnym stanowią znaczący składnik strat profilowych.

W ECL Lyon we Francji prowadzono badania w przepływie stacjonarnym lokalnej strefy oderwania w warstwie przyściennej w okolicy krawędzi natarcia na stronie ciśnieniowej łopatki typowej dla akcyjnej turbiny wysokoprężnej [Silimani, 1998], [Cieplucha, Smolny, 1999]. Badania warstwy przyściennej w tej strefie prowadzono przy pomocy 2D Dopplerowskiego anemometru laserowego dla niskiej turbulencji na wlocie wynoszącej 2% typowej dla strefy pomiędzy śladami oraz wysokiej, wynoszącej 5% i odpowiadającej turbulencji w śladzie [Cieplucha, Smolny, 1999]. Obszar pomiarowy pokazano na rys. 2.50. Wyniki pomiarów rozkładów prędkości w warstwie przyściennej dla niskiej 2% turbulencji na wlocie pokazano na rys. 2.51.

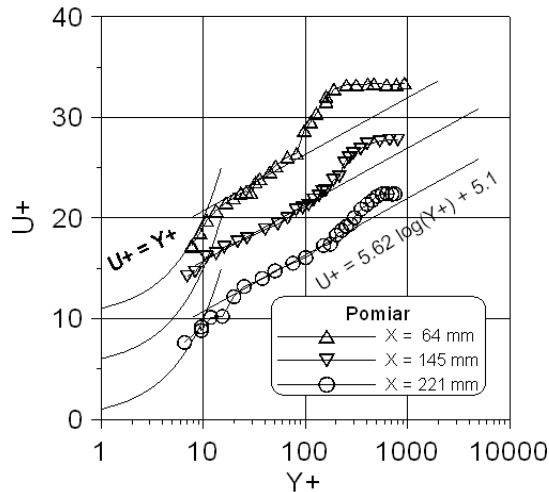


Rys. 2.50. Strefa krawędzi natarcia łopatki turbinowej z zaznaczeniem trawersów, w których badano warstwę przyścienną [Cieplucha, Smolny, 1999]

Badane profile prędkości pokazują wyraźnie w warstwie przyścienniej obszar przepływu zwrotnego w badanej strefie na profilu. Badania zostały powtórzone dla trzech wybranych trawersów dla wyższej turbulencji wynoszącej 5%. Okazało się, że turbulencja całkowicie zlikwidowała lokalne oderwanie przepływu w warstwie przyścienniej. W jej miejsce pojawiła się turbulentna warstwa przyścienna o znacznie mniejszej grubości, a więc znacznie mniejszych stratach, rys. 2.51 i 2.52.

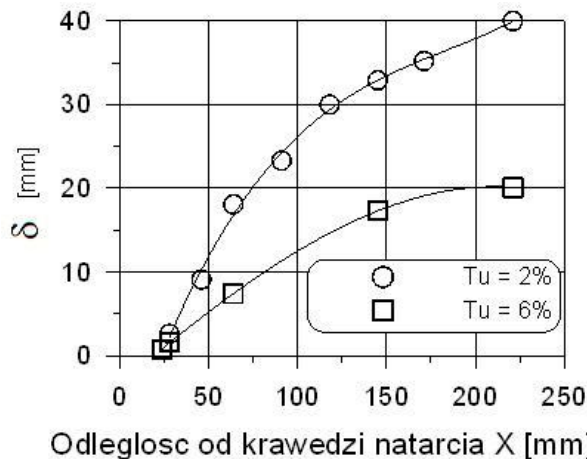


Rys. 2.51. Wyniki badań rozkładów prędkości w warstwie przyścienniej na profilu łopatki turbinowej. $Tu = 2\%$ [Cieplucha, Smolny, 1999].

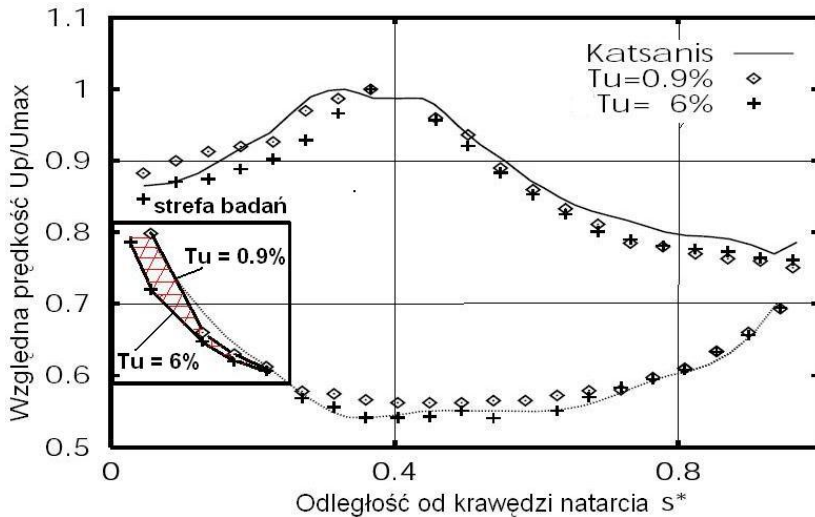


Rys. 2.52. Profile prędkości w warstwie przyściennej na łopatkach turbinowych.
Turbulencja na wlocie $Tu = 5\%$. [Cieplucha, Smolny, 1999]

W rezultacie w wyniku stacjonarnego oddziaływania turbulencji strumienia wlotowego zlikwidowano niekorzystną strukturę w postaci zamkniętego oderwania przepływu i obniżono prędkość na stronie ciśnieniowej w strefie oderwania (rys. 2.54). Zredukowane zostały straty, zmniejszyła się grubość warstwy przyściennej, i wzrosło obciążenie łopatki w sąsiedztwie krawędzi natarcia, co pokazano na rys. 2.53 i 2.54.



Rys. 2.53. Grubość warstwy przyściennej dla dwu poziomów turbulencji na wlocie na łopatkę turbinową [Cieplucha, Smolny, 1999]



Rys. 2.54. Pomierzony rozkład względnej prędkości na badanym profilu.
Zaznaczony wpływ turbulencji [Silimani, 1998]

Wpływ „stacjonarnej” turbulencji w tym przypadku był bardzo znaczący i pozytywny. Turbulencja zewnętrznego strumienia może odgrywać bardzo istotną rolę w ograniczeniu i eliminacji oderwania przepływu, wzroście obciążenia i redukcji strat w warstwie przyściennnej.

W innych badaniach [Smolny, Błaszczak, 1996] zakłócano warstwę przyścienną z małym lokalnym oderwaniem rozwijającą się na stronie ssącej wysoko obciążonej łopatki kierownicy przez przyklejenie do niej turbulizatora w postaci rozpiętego na profilu drucika o średnicy 0.4mm. Podobny turbulizator na wysoko obciążonym profilu T106 dla generacji zaburzeń w warstwy przyściennnej i likwidacji oderwania stosował Stieger [Stieger, 2002].

Turbulizując laminarną warstwę przyścienną przed strefą oderwania usiłowano wpłynąć na jego zmniejszenie lub całkowitą likwidację. Uzyskano zmniejszenie oderwania dla małych liczb Reynoldsa i całkowitą likwidację dla dużych liczb Reynoldsa. Zmiany w strefie oderwania nie przełożyły się niestety na zmniejszenie strat profilowych, jedynie dla najmniejszej liczby Reynoldsa równej $1.2 \cdot 10^5$ zaobserwowano niewielki spadek strat. Wynikało to stąd, że turbulizator tego typu zmienia rozkład ciśnienia zmniejszając prędkość przed nim i zwiększając za nim, w rezultacie generuje turbulentną warstwę przyścienną [Stieger, 2002], co podwyższa straty. Przy większych liczbach Reynoldsa, powyżej $2 \cdot 10^5$ oderwanie w warstwie jest małe i można było je uważać za początkowy stan formowania się tzw. bąbla oderwania. W takim przypadku poziom dysypacji energii jest niski [Stieger, 2002]. Stąd efekt łączny wynikający z superpozycji strat był pomijalny.

Znaczący wpływ oddziaływań okresowych na turbulentną warstwę przyścienną wcześniej obserwował Dibelius [Dibelius, Ahler, 1992], który badał turbulentną warstwę z dodatnim gradientem ciśnienia. Na końcowym odcinku od 0.75% do 100% długości kanału warstwa wykazywała oderwanie turbulentne. Napływające ślady z generatora śladów zredukowały oderwanie i przepływ stał się ponownie „przyklejony”. Redukcja parametru kształtu warstwy przyściennej zmieniała się z ponad $H = 4$ do wartości $H = 1.9$. Obniżyła się również grubość warstwy i jej parametry całkowite. Efekt ten autorzy przypisują okresowym fluktuacjom prędkości przepływu, których obecność stwierdzano w całym badanym obszarze. Okresowe fluktuacje zwiększyły transport energii pomiędzy przepływem głównym i warstwą przyścienną. Zatem okresowe fluktuacje prędkości w warstwie mogą powodować zmiany struktury warstwy przyściennej jak również redukcję strat w turbulentnej warstwie przyściennej.

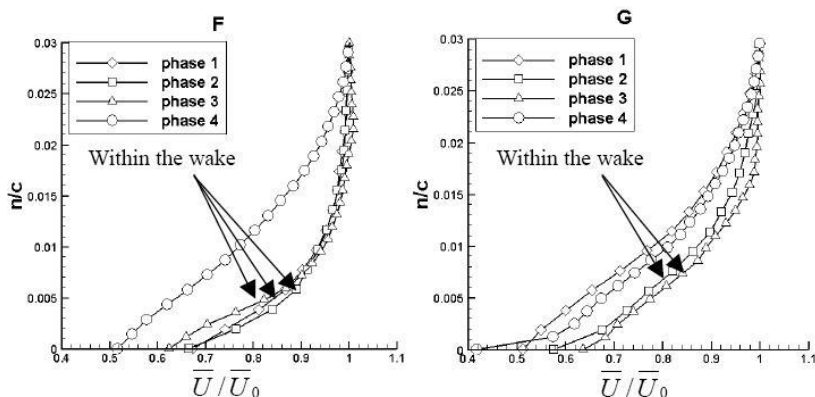
Badania oddziaływania śladów na warstwę przyścienną [Gete, Evans 2003a] potwierdzają, że okresowe fluktuacje prędkości mają wpływ na turbulentną warstwę przyścienną. Profile średniej prędkości w strefie oddziaływania śladu z warstwą przyścienną stają się pełniejsze wraz ze wzrostem częstości oddziaływań śladu. Wzrastają również fluktuacje turbulentne. Współczynnik tarcia maleje wraz ze wzrostem częstości zredukowanej napływającego śladu, jest jednak znacząco wyższy od wartości dla przepływu stacjonarnego. Znacząco zmieniają się przesunięcie fazowe prędkości na grubości warstwy przyściennej względem prędkości na brzegu warstwy.

Z kolei obliczenia przepływu wykonane w oparciu o standardową procedurę dla 2D warstwy przyściennej [Gete, Evans, 2003b] z prostym algebraicznym modelem turbulencji i z warunkiem brzegowym modelującym zaburzenie śladem jako falą biegnącą (traveling wave), wykazały dość dobrą zgodność z eksperymentem, pomimo braku w modelu oddziaływania turbulencji śladu na warstwę przyścienną. Zatem sam ślad rozważany jako fala biegnąca może zmieniać parametry warstwy przyściennej i do tego inaczej, niż zaburzenie okresowe nie przemieszczające się [Gete, Evans, 2003b]. Z przedstawionych w tej części pracy badań [Dibelius, Ahlers, 1992] i [Gete, Evans 2003a i b] wynika, że dla analizy oddziaływania śladu i warstwy przyściennej bardzo ważne jest poprawne modelowanie śladu jako przemieszczającego się zaburzenia.

Inny mechanizm redukcji strat w turbulentnej warstwie przyściennej rozwijającej się na łopatkę wirnika modelu sprężarki osiowej pokazał Soranna [Soranna et al., 2004]. Mechanizm ten związany jest ze zmianą chwilowego ciśnienia na zewnętrznym brzegu warstwy przyściennej i może być rozpatrywany jako oddziaływanie śladu i zaburzeń potencjalnych.

Badania eksperymentalne realizowano w wodzie za pomocą 2D PIV na stronie ssącej łopatki wirnika w pobliżu krawędzi spływu w obszarze dodatniego gradientu ciśnienia (strefa dyfuzji). Ślady napływały na łopatki wirnika z poprzeczającej kierownicy. Stosując procedury próbkowania warunkowego można było szczegółowo prześledzić fazy interakcji śladu z warstwą przyścienną. Na

rys. 2.55 pokazane są kolejne fazy wykonanych badań eksperymentalnych, gdzie 1 – profil prędkości przed śladem, 2 i 3 – profile prędkości w warstwie wewnątrz śladu i 4 – po przejściu śladu. Pomiary pokazano dla dwu położenia przekrojów pomiarowych w warstwie przyścienniej: G – w pobliżu krawędzi spływu z łopatki wirnika i w położeniu F bardziej oddalonym od krawędzi spływu niż G.



Rys. 2.55. Eksperymentalne badania zmiany uśrednionych fazowo profili prędkości w warstwie przyścienniej w strefie oddziaływania śladu z kierownicy. Pomiary na stronie ssącej łopatki wirnikowej wykonano w pobliżu krawędzi spływu [Soranna et al., 2004].

F – położenie bardziej oddalone od krawędzi spływu, G – położenie w pobliżu krawędzi spływu

Gradient ciśnienia na brzegu niestacjonarnej warstwy przyścienniej może być wyrażony równaniem (2.6), gdzie U_e jest prędkością na brzegu warstwy równoległą do ścianki, p jest fazowo uśrednionym chwilowym ciśnieniem na brzegu warstwy, ρ – gęstością płynu z założenia stałą. Pierwszy człon po prawej stronie równania jest chwilowym przyspieszeniem płynu na brzegu warstwy, drugi konwekcyjnym członem gradientu ciśnienia.

$$\frac{\partial \bar{p}}{\partial s} = -\rho \left(\frac{\partial \bar{U}_e}{\partial t} + \bar{U}_0 \frac{\partial \bar{U}_e}{\partial s} \right) \quad (2.6)$$

Przyjmuje się powszechnie, że człon konwekcyjny dominuje w procesie oddziaływania śladu i warstwy przyścienniej [Stieger, 2002]. Analiza wyników przeprowadzona przez Sorannę [Soranna et al., 2004] pokazała, że człon przyspieszenia może być również znaczący i może redukować wpływy pochodzące od członu konwekcyjnego wewnątrz strefy oddziaływania śladu.

Pozytywne oddziaływanie chwilowego rozkładu ciśnienia na brzegu warstwy będzie zachodziło w warstwie z przepływem opóźnionym, gdy oba człony będą różnić się znakiem, wtedy warstwa przyścienna będzie podlegała mniejszym gradientom ciśnienia niż wynikałyby one tylko z istnienia członu konwekcyjnego. W przypadku, gdy człon przyspieszenia będzie większy od członu konwekcyjnego, nastąpi nawet chwilowe przyspieszanie przepływu w warstwie.

Wynika stąd, że zachowanie się warstwy przyściennej w przepływie niestacjonarnym może być zupełnie inne, niż w stacjonarnym, ze względu na możliwość pojawienia się chwilowego przyspieszenia warstwy, które prowadzi do zmniejszenia jej straty grubości pędu θ . Efekt ten może wynikać z oddziaływania śladu i zaburzeń potencjalnych, których amplituda będzie zależna od clockingu. Być może ten mechanizm oddziaływania na warstwę występuje i prowadzi do zmniejszenia strat w warstwie turbulentnej, gdy ślad z pierwszej kierownicy wpływa na krawędź natarcia drugiej. Wspomniany wcześniej Cizmas [Cizmas, Dorney, 1999] zauważał, że właśnie wtedy wzrastały interakcje potencjalne przepływu pomiędzy wirnikiem i kierownicą. Również składowe harmoniczne wyższego rzędu ciśnienia mogą być odpowiedzialne za generację pierwszego członu chwilowego przyspieszenia płynu w równaniu 2.6. Problem ten wymaga dalszych badań.

Procesy generacji strat w warstwie przyściennej zaczęto badać stosunkowo niedawno eksperymentalnie [O'Donnel et al., 2000], [Stieger, 2002], [Satta et al., 2007] a od strony teoretycznej poprzez analizę rozwiązań równań Naviera-Stokesa i rozwiązań DNS [McEligot et al., 2006]. Badania eksperymentalne lokalnych przyrostów entropii w warstwie laminarnej i turbulentnej na podstawie uproszczonych relacji zostały zweryfikowane przez rozwiązania DNS [Mc Eligot et al., 2006], [Hernon et al., 2007a]. Porównanie wyników pokazało, że uproszczone relacje dla warstwy przyściennej pozwalają określić poprawnie rozkład strat w laminarnej i turbulentnej warstwie przyściennej. Natomiast problemy pojawiły się przy określeniu strat w laminarno – turbulentnej warstwie przyściennej.

Straty w warstwie przyściennej najlepiej jest wyrazić poprzez przyrost entropii. Generację entropii (dyssypację energii) w warstwie przyściennej można podzielić na dyssypację związaną z przepływem średnim – szerzej deterministycznym (direct dissipation) i dyssypację turbulentną (indirect dissipation) – ujmując to równanie (2.7) oraz związaną z przewodnictwem ciepła, która tutaj jest pominięta jako znacznie mniejsza od dyssypacji związanej z przepływem lepkiem [Iandoli, Sciubba, 2008]. Poszczególne przyrosty entropii można wyznaczyć w zasadzie tylko z rozwiązań DNS, bowiem dla eksperymentalnych badań dyssypacji turbulentnej warstwa przyścienna jest zbyt cienka. Rozwiązania DNS dla stacjonarnej turbulentnej warstwy przyściennej w przepływie bez gradientu ciśnienia pokazują, że generacja entropii, a zatem i strat w warstwie przyściennej ma miejsce głównie w podwarstwie lepkiej i przejściowej do $y^+ = 30$ [Mc Eligot et al., 2008]. W tym obszarze jest generowanych 80% strat w warstwie przyściennej. Przeważają straty w przepływie średnim, czyli dyssypacja związana z lepkością płynu, turbulencja produkuje około 20% strat, równanie (2.6). Turbulentna dyssypacja dominuje powyżej $y^+ = 30$ i może mieć większe znaczenie w przepływach laminarno-turbulentnych z przejściem typu „by pass” [Walsh et al., 2011]. Główna generacja entropii w przepływach turbulentnych ma miejsce po-

między ścianką a odległością bezwymiarową od niej y^+ od 30 do 50 i związana jest z dyssypacją w przepływie średnim. Dla liczby Reynoldsa odniesionej do grubości warstwy i prędkości na granicy warstwy równej $Re = 10^6$ odpowiada to odległości od ścianki od 50 do 150 mikrometrów [Iandoli et al., 2008]. Wymaga to zapewnienia odpowiedniej rozdzielczości obliczeń pola prędkości w warstwie przyściennej.

W równaniu 2.7 obliczona lokalna generacja entropii w warstwie przyściennej jest wyrażona na jednostkę objętości (W/m^3K), która jest wygodna z obliczeniowego punktu widzenia [Iandoli et al., 2008]. W przepływach turbulentnych trójwymiarowych duża część entropii, nie określona jednak liczbowo w stosunku do entropii generowanej w warstwach przyściennych, może być generowana również poza warstwami przyściennymi, szczególnie w obszarach recyrkulacji przepływu [Iandoli, Sciubba, 2005].

$$S''' \{y^+\}^+ = \left(\frac{\partial U^+}{\partial y^+} \right)^2 + \varepsilon^+ \quad (2.7)$$

O'Donnel [O'Donnel, 2000], Stieger [Stieger, 2002] oraz Satta [Satta et al., 2007] zaproponowali pomiary przyrostów entropii w przepływach stacjonarnych i niestacjonarnych w warstwach przyściennych przy zachowaniu uproszczeń typowych dla warstwy, tj. zachowując tylko jedną składową naprężenia stycznego Reynoldsa. W tym uproszczonym modelu dyssypacja turbulentna ε^+ jest w danym punkcie równa produkcji. Jest to znacznym uproszczeniem, szczególnie dla y^+ poniżej 30, ale daje stosunkowo prostą metodę dla oszacowania dyssypacji turbulencji i całej entropii generowanej w warstwie turbulentnej. Metoda pozwala również, po pominięciu naprężeń Reynoldsa, określić dyssypację w laminarnej warstwie i dalej po modyfikacjach i uwzględnieniu intermitentnego charakteru przepływu w laminarno-turbulentnej warstwie przyściennej [Walsh et al., 2007]. Lokalne przyrosty entropii w warstwie można określić z relacji (2.8). Na przekroju warstwy można przyrosty entropii S'' i strat wyrazić w postaci współczynnika strat według wzoru (2.9).

$$S'''_{gen} = \underbrace{\frac{\mu}{T} \left[\frac{\partial u}{\partial y} \right]^2}_{\text{VISCOUS}} - \underbrace{\frac{\rho \overline{u'v'}}{T} \left[\frac{\partial u}{\partial y} \right]}_{\text{REYNOLDS STRESS}} \quad (2.8)$$

$$C_d = \frac{TS''}{\rho U_e^3} = \left(\frac{\mu}{\delta T} \right) \int_0^1 S''' \{ \eta \} d\eta \quad (2.9)$$

Współczynnik C_d ujemuje generację entropii na przekroju warstwy przyściennej odniesioną do prędkości i temperatury na brzegu warstwy przyściennej.

Należy zwrócić uwagę, że dyssypacja wynikająca z lepkości płynu i dyssypacja turbulentna będą zależały od kształtu profilu prędkości, a turbulentna dodatkowo od rozkładu naprężeń Reynoldsa w warstwie przyściennej. Obszerne badania eksperymentalne dla laminarnej, przejściowej i turbulentnej indukowanej śladem warstwy przyściennej z rozkładem ciśnienia, jak na profilu T-106 wykonał [Stieger, 2002]. Uzyskał on bardzo duże wartości współczynnika dyssypacji C_d na brzegu „paska turbulentnego”, gdzie rozkład prędkości średniej był jak dla przepływu laminarnego, a naprężenia Reynoldsa bardzo wysokie, z maksimum odległym od ścianki. Wynikało z jego badań, że pojawienie się naprężeń Reynoldsa w laminarnej warstwie będzie prowadziło do dużych strat w warstwie przyściennej. Badania Stiegera pokazały, że głównym źródłem strat przy oddziaływaniu śladu z warstwą jest dyssypacja turbulentna.

Wcześniejsze badania i podobne obliczenia przyrostów entropii [O'Donnell et al., 2000] w warstwie z oddziaływaniem turbulencji zewnętrznego strumienia również wykazywały, że laminarna warstwa przyścienna o małej liczbie Reynoldsa generuje 75% strat w warstwie przyściennej na ssącej stronie profilu. Badania te były zgodne z wcześniejszymi przypuszczeniami, że napływające ślady w rzeczywistej turbinie mają wpływ przede wszystkim na laminarną warstwę przyścienną i straty w niej generowane [Sharma et al., 1987].

Pomiary w cytowanych pracach wykonano bez uwzględnienia intermitentnej natury przepływu w warstwie przyściennej. Szacowanie generacji entropii w warstwie wykonano dla profilu prędkości uśrednionej po czasie, który był zbliżony do profilu prędkości w laminarnej warstwie i na podstawie czasowo uśrednionych naprężeń Reynoldsa. Badania pokazują, że w momentach pojawiania się przepływu laminarnego w warstwie przyściennej profil prędkości jest typowy jak dla laminarnej warstwy, a gdy pojawia się przepływ turbulentny to rozkład prędkości odpowiada profilowi prędkości w turbulentnej warstwie przyściennej. Jeśli pojawia się przepływ laminarny, to nie powstają naprężenia Reynoldsa. W rezultacie obliczona dyssypacja turbulentna z uśredniania przepływu w warstwie po czasie jest znacznie wyższa niż dyssypacja z uwzględnieniem intermitentnego charakteru przepływu.

Uwzględnienie intermitentnego charakteru przepływu w warstwie jest bardzo ważne, gdyż jak pokazuje Elsner [Elsner, 2004], przepływ w pasku turbulentnym nie jest od razu w pełni turbulentny, ale zmienia się on w sposób ciągły od laminarnego do turbulentnego, w pełni turbulentny staje się w okolicach środkowej części paska indukowanego. Zarzycki [Zarzycki, Elsner, 2005] pokazał, że w pewnym zakresie przepływ intermitentny, tj. laminarno – turbulentny może występować na całej szerokości paska indukowanego. Poprawne wyznaczenie generacji entropii w warstwie przyściennej w przepływach niestacjonarnych wymaga zatem określenia profilu średniej prędkości i odpowiadających mu naprężeń Reynoldsa z uwzględnieniem intermitentnego przepływu w warstwie.

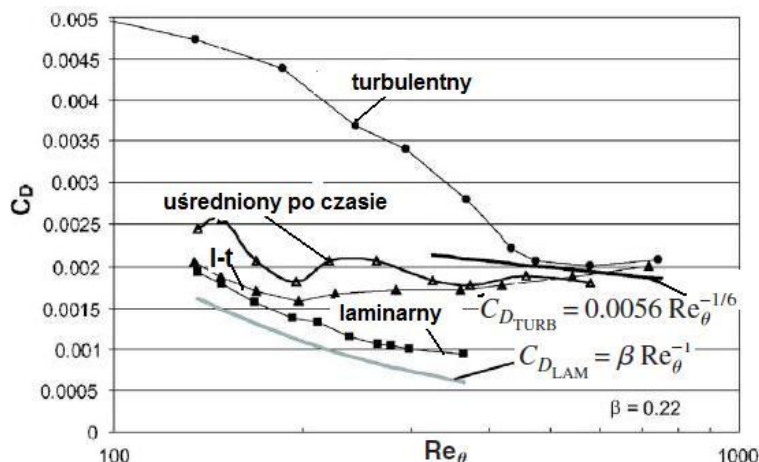
Nowy sposób obliczania współczynnika dyssypacji C_d z uwzględnieniem przepływów laminarno – turbulentnych zaproponowano w pracach Walsh

[Walsh et al., 2007] i Nolana [Nolan et al., 2007]. W laminarno – turbulentnej warstwie dla obliczania współczynnika dyssypacji C_d zaproponowano wprowadzenie fazowego uśredniania współczynników dyssypacji dla przepływu laminarnego $C_{d_{LAM}}$ i turbulentnego $C_{d_{TURB}}$ zgodnie z równaniem 2.10, gdzie γ jest współczynnikiem intermitencji.

$$C_d = (1 - \gamma)C_{d_{LAM}} + \gamma C_{d_{TURB}} \quad (2.10)$$

Rozkład fazowo i czasowo uśrednionych współczynników dyssypacji C_d w funkcji liczby Reynoldsa dla warstwy przyściennej przyspieszającej z wysoką turbulencją na wlocie ($Tu = 8.8\%$) pokazano na rysunku 2.56 [Nolan et al., 2007]. Widoczne jest, że obliczenia współczynnika dyssypacji z uśredniania po czasie prowadzą do znacznie wyższych wartości C_d . Uwzględnienie intermitentnego charakteru przepływu umożliwia określenie C_d dla przepływów laminarno – turbulentnych i pokazuje, że zmiany tego współczynnika ($\blacktriangle$ – (l-t) na rys. 2.56) w funkcji Reynoldsa dla przepływów laminarnych, laminarno – turbulentnych oraz turbulentnych są znacznie mniejsze, niż w przypadku współczynnika C_d uśrednionego po czasie.

W badaniach największe wartości współczynnika dyssypacji C_d zarejestrowano dla turbulentnej warstwy przyściennej o niskich liczbach Re_θ (turbulentny, rys. 2.56). Oznacza to, że najbardziej dyssypatywna jest cienka warstwa turbulentna o małej liczbie Reynoldsa, która dla niskich liczb Re_θ ze względu na małą wartość współczynnika intermitencji γ istnieje tylko w krótkich okresach czasu. Stąd jej wpływ na całkowitą dyssypację jest niewielki.



Rys. 2.56. Współczynnik dyssypacji $C_d=C_D$ w funkcji liczby Reynoldsa z uwzględnieniem strefy laminarno – turbulentnej (l-t). ■ – laminarny przepływ, ● – turbulentny, ▲ – laminarno-turbulentny (l-t), Δ – uśredniony po czasie [Nolan et al., 2007]

Obliczenia oparte na analizie wyników badań eksperymentalnych uwzględniających intermitentną naturę przepływu pokazały również, że w turbulentnej warstwie dominuje dyssypacja związana z lepkością płynu. Turbulentna dyssypacja jest ponad dwukrotnie mniejsza. Obliczenia turbulentnych warstw metodą symulacji bezpośredniej DNS z zerowym i dodatnim gradientem ciśnienia potwierdzają te relacje, dyssypacja turbulentna stanowi około 20% całkowitej dyssypacji. W przejściowej laminarno-turbulentnej warstwie produkcja turbulencji w początku przepływu laminarno turbulentnego jest większa niż dyssypacja, stąd w końcowej części przejścia laminarno turbulentnego dyssypacja turbulentna może być tego samego rzędu co dyssypacja związana z lepkością płynu [Walsh et al., 2011]. Obliczenia generacji entropii metodami RANS dla maszyn przepływowych pokazują, że dyssypacja energii w przepływie średnim (deterministycznym) jest dominująca w ogólnym bilansie strat [Iandoli et al., 2008].

Problematyka wyznaczania dyssypacji jest w chwili obecnej przedmiotem bardzo intensywnych prac [Walsh E.J. et al., 2001]. Konieczne są dalsze badania, głównie symulacje DNS warstw przyściennych z przejściem laminarno – turbulentnym indukowanym śladem, warstw przyściennych z dodatnim gradientem ciśnienia i turbulencją na zewnętrznym brzegu warstwy. Badania te pozwoliłyby na głębsze poznanie mechanizmu strat w warstwie przyściennej oraz warunków, w których dominować będą poszczególne składowe strat.

Straty w turbulentnej warstwie przyściennej można zmniejszyć poprzez oddziaływanie na wewnętrzną warstwę przyścienną. W pracy Iwamoto [Iwamoto, 2005] pokazano, że poprzez oddziaływanie na obszar podwarstwy lepkiej można ograniczyć produkcję turbulencji i naprężeń Reynoldsa. Tłumiąc turbulencję w obszarze do $y^+ = 60$ można obniżyć współczynnik oporu nawet o ponad 50% i to dla dużych liczb Reynoldsa powyżej $1.0 \cdot 10^5$. Z kolei Park [Park, 2005] zmniejszył współczynnik tarcia w cieczy aż o 60% przez wywołanie znaczącego wzrostu zmian prędkości poprzecznej do ścianki, która przemieściła strefę maksymalnych naprężeń Reynoldsa w kierunku zewnętrznej warstwy przyściennej.

W pracy Jovanovicia [Jovanović et al., 2005] pokazano, że dla turbulencji anizotropowej, która jest reprezentatywna dla y^+ poniżej 30, dyssypacja energii turbulentnej zależna jest od stopnia anizotropowości. Quadrio [Quadrio et al., 2004] wykazał, że można znacząco zmniejszyć opór w przepływie poprzez wprowadzenie drgań wzdłużnych kanału lub fluktuacji ciśnienia.

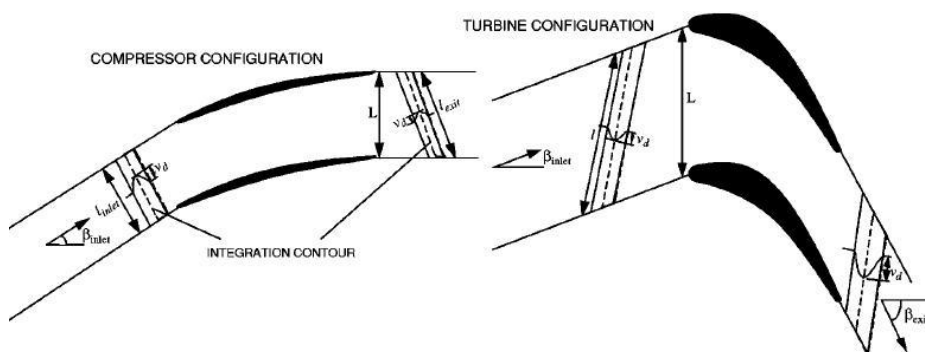
Z kolei obliczenia turbulentnej warstwy metodą DNS wykonane przez Schoppę [Schoppa, Husain, 2000] pokazały, że przy ścianie w podwarstwie lepkiej rozwijają się struktury koherentne (near wall CS), które są odpowiedzialne za produkcję turbulencji w strefie podwarstwy lepkiej. Oddziaływanie na te struktury i kontrola ich jest potencjalnie bardzo efektywnym sposobem zmniejszenia oporu i zmiany transportu ciepła. Stąd być może fluktuacje ciśnienia z oddziaływań potencjalnych i pochodzące z oddziaływań śladu mogą zmieniać wła-

sności struktur koherentnych i ograniczać produkcję naprężeń Reynoldsa w wewnętrznej strefie warstwy przyściennej.

Ślady z poprzednich wieńców wchodząc do warstw przyściennych mogą sprawować w ten sposób ich pasywną kontrolę. W warstwie laminarnej jest to możliwe przez kontrolę energii struktur wzdłużnych i opóźnianie przejścia laminarno – turbulentnego, w warstwie turbulentnej poprzez kontrolę produkcji naprężeń Reynoldsa. W obu przypadkach proces redukcji strat zachodzi przy niestacjonarnym oddziaływaniu w obecności struktur koherentnych.

2.3.3.3. Oddziaływanie śladu z przepływem w wieńcu

Zjawisko wzajemnego oddziaływania kierownic czy wirników dotyczy sprężarek i turbin osiowych. Przebiega ono jednak nieco inaczej w turbinach i sprężarkach, wynika z innych warunków napływu i prawdopodobnie ze zmiany orientacji śladów w następnym wieńcu. Różnice schematycznie pokazane są na rysunku 2.57. Jeśli porównamy ślad na wlocie i wylocie z wieńca sprężarki i turbiny to widoczne są zasadnicze różnice. Ślad w sprężarce na wylocie z wirnika zwiększa swoją długość, co oznacza, że jest on rozciągany (stretched), natomiast w wieńcu turbinowym zmniejsza długość – jest zatem ściskany (compressed). Proces rozciągania śladu związany jest ze zjawiskiem zwanym „recovery wake”, które oznacza zmniejszenie deficytu prędkości w śladzie poprzez konwersję energii kinetycznej w śladzie i zachodzi we wlotowej części kanału następnego wieńca. Zjawisku towarzyszy wzrost ciśnienia na ściankach kanału [Adamczyk, 2000]. Proces konwersji energii jest procesem nie związanym z lepkością płynu a ze zjawiskami w przepływie nielepkim [Van Zante, 1998].



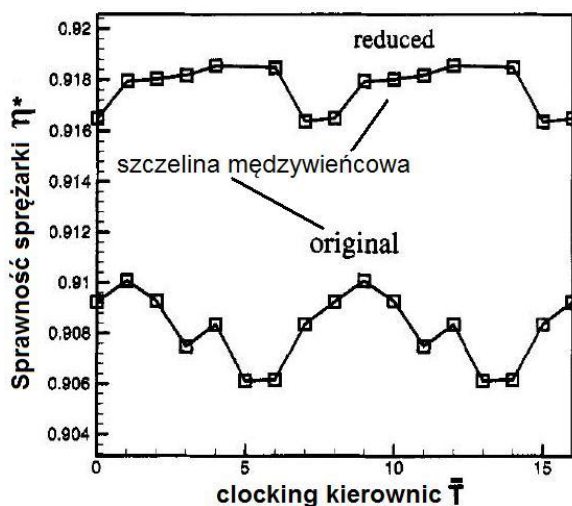
Rys. 2.57. Oddziaływanie śladu i wieńca łopatek w turbinie i sprężarce [Adamczyk, 2000]

Zmniejszenie szczeliny międzywieńcowej w sprężarce powoduje, że na wlocie do kierownicy ślady są w mniejszym stopniu wymieszane i stąd można odzyskać energię kinetyczną w następnym wieńcu, co ogranicza straty mieszania. Przypuszcza się, że małe zaburzenia pochodzące od pola potencjalnego wpływają

na pole odkształceń elementu płynu (strain field). Naprężenia tnące decydujące o dyssypacji nie są wtedy dominujące [Van Zante, 1998]. Natomiast Denton [Denton, 1993] uważa, że generacja entropii w danym fragmencie śladu jest znacząco zredukowana jeśli przyspieszymy przepływ przed mieszaniem. Opóźnianie przepływu i następnie mieszanie powoduje wzrost strat.

Eksperymenty natomiast zdają się wskazywać, że zmiana energii śladu zachodzi w kierowniczych kanałach i nie jest związana z lepką dyssypacją. Pierwszy zaobserwował to zjawisko Smith w 1970 roku [van de Wall et al., 2000]. Obserwował on, że sprawność czterostopniowej sprężarki wzrosła, kiedy osiowa szczelina pomiędzy kierownicami a wirnikami zmalała. Zmiana szczeliny z 37% do 7% cięciwy osiowej łopatki powodowała wzrost sprawności sprężarki o 1 punkt procentowy. Adamczyk [Adamczyk, 2000] oszacował, że jeśli 70% strat mieszania mogłoby być zredukowane przez proces „recovery wake”, to całkowite straty sprężarki zostałyby zredukowane o 10.5%. Tiedeman [Tiedeman, Kost, 2001] pisze, że Saren obserwował wzrost sprawności stopnia sprężarki od 1 do 1.4%, kiedy zredukował szczelinę z 0.66 do 0.23 wartości osiowej cięciwy.

Badania clockingu i zjawiska „recovery wake” pokazują, że efekty odzysku śladu zmniejszają zmiany sprawności spowodowane clockingiem kierownic [Huang et al., 2004]. Przy zmniejszaniu szczeliny, co pokazane jest na rys. 2.58, zmiany sprawności wynoszą 0.238% dla zredukowanej i 0.44% dla oryginalnej szczeliny. Wzrost sprawności z odzysku energii śladów wynosi $\sim 0.8\%$ i jest dwukrotnie większy niż z clockingu kierownic.

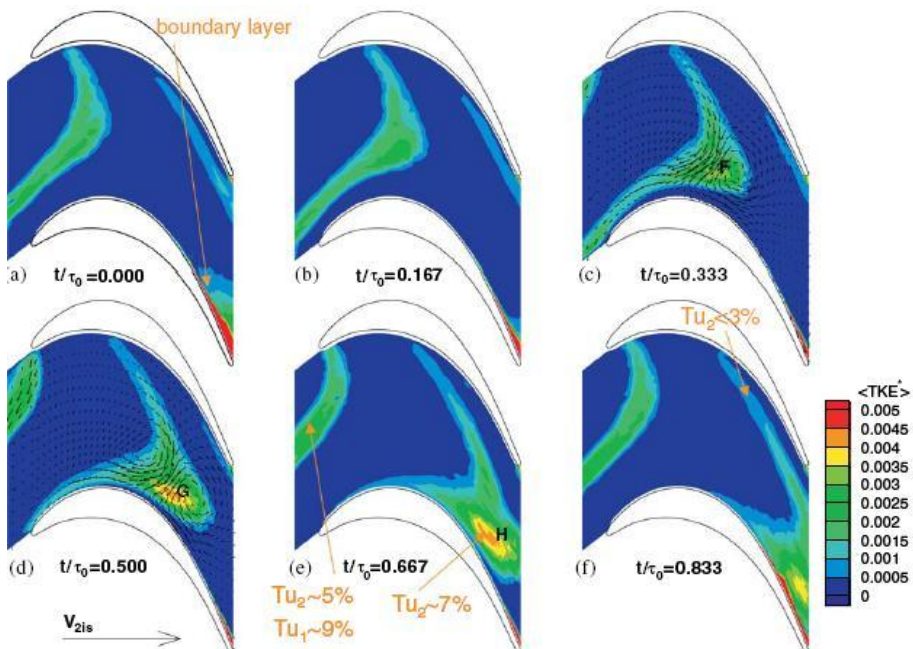


Rys. 2.58. Zmiany sprawności 1 i 1/2 stopniowej sprężarki osiowej w funkcji wzajemnego położenia kierownic, dla małej (reduced) i dużej szczeliny międzywieńcowej (original) [Huang et al., 2004]

W turbinie sytuacja jest bardziej skomplikowana, gdyż na wlocie ślad jest ściskany, co oznacza wzrost deficytu śladu i energii kinetycznej. Rozciąganie

ślądu następuje na stronie ciśnieniowej, co pokazano na rys. 2.59, która ma mniejsze znaczenie dla generacji strat w turbinie. Natomiast w środku kanału ślad jest ściskany, prowadzi to do wzrostu energii turbulencji i strat. Rozciąganiu odpowiada najmniejszy poziom energii turbulentnej w śladzie. Stąd pozytywny efekt śładu – „recovery wake” może wystąpić w turbinie na stronie ciśnieniowej łopatki. Potwierdzeniem tego są wzdłużne wirowe struktury formujące się wzdłuż strony ciśnieniowej, które wykryto w symulacjach DNS. Symulacje wykazały, że są one bezpośrednim efektem związanym z procesem rozciągania małej skali struktur wirowych niesionych przez ślad [Wu, Durbin, 2001], [Wissink et al., 2006].

Fakt, że zjawiska rozciągania i ściskania śładu mają wpływ na przekazywanie energii z ruchu turbulentnego do średniego przepływu przedstawiono w pracy Sorani [Sorana et al., 2006], dotyczącej badań struktury turbulencji dookoła krawędzi natarcia łopatki wirnika sprężarki. W sprężarce, jak również w turbinie ślad wokół krawędzi natarcia jest również rozciągany. Badania eksperymentalne pokazały, że człon produkcji turbulencji jest dodatni na wlocie do wirnika, następnie zmienia znak i we wlotowej części na długości 15% cięciwy staje się ujemny, co manifestuje się najpierw wzrostem, a następnie spadkiem poziomu energii turbulencji.

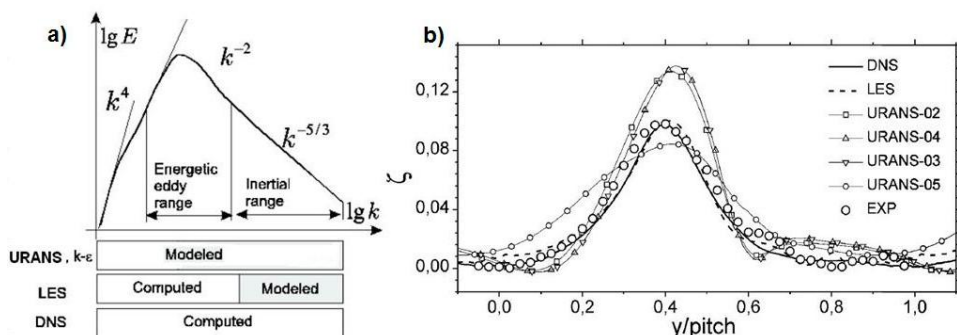


Rys. 2.59. Fazy odkształcania śładu w polu prędkości palisady turbinowej [Hodson, Howell 2005]

Rozciąganie śladu powoduje prawdopodobnie transfer energii od turbulencji do ruchu średniego, w rezultacie energia turbulentna zostaje zredukowana. Proces ten zachodzi w warunkach nierównowagi procesów turbulentnych, które kreuje krawędź natarcia. Ślady z kierownicy wieńca poprzedniego po pocięciu i procesach rozciągania, ściskania i obracania w kanale wirnikowym mogą mieć inną orientację niż ślady wirnikowe, stąd rozciąganie i proces „recovery” mogą zachodzić dla tych śladów w warstwach przyściennych.

W końcowej części rozdziału należy poruszyć problemy, które występują przy obliczaniu interakcji śladów z warstwą przyścienną i oddziaływaniu śladu z przepływem średnim w kanale maszyny wirnikowej. Wykonane obliczenia strat profilowych dla małych liczb $Re\ 5.18 \cdot 10^4$ metodami DNS, LES i URANS dla oddziaływania śladu na palisadę profili T-106 pokazano na rys. 2.60 [Michelassi et al., 2003].

W przypadku DNS zgodnie ze schematem pokazanym na rys. 2.60a cała turbulencja i wszystkie jej skale są obliczane. W przypadku LES małe skale energii turbulencji są modelowane. W metodach URANS modelowana jest cała turbulencja. Rozwiązany jest tylko przepływ deterministyczny.



Rys. 2.60. Wyniki badań eksperymentalnych i obliczeń strat profilowych T-106 [Michelassi et al., 2003]

W przypadku bezpośrednich obliczeń DNS (rys. 2.60b) widoczna jest bardzo dobra zgodność pomiędzy wynikami obliczeń i eksperymentem. W przypadku symulacji przy zastosowaniu metody LES daje się zauważyć niewielkie różnice na brzegach śladu, co może świadczyć o interakcji małych i dużych struktur przepływu, które to interakcje nie są uwzględnione w tej metodzie. Znacznie większe rozbieżności pomiędzy wynikami obliczeń i pomiarów występują w przypadku metody typu URANS. Modyfikacje modelu turbulencji w strefie przejścia i oderwania poprawiają dokładność obliczeń w sposób umiarkowany. Należy podkreślić, że modyfikacje te nie uwzględniały intermitentnej natury przepływu w laminarno turbulentnej warstwie, która występowała na znaczącej części łopatki. Należy oczekiwać, że wyniki obliczeń clockingu w relacji do dokładności obliczania strat byłyby w takim przypadku znacznie lepsze niż pokazane na rys. 2.60. Z obliczeń przeprowadzonych w poprzednim czasie wynika, że w

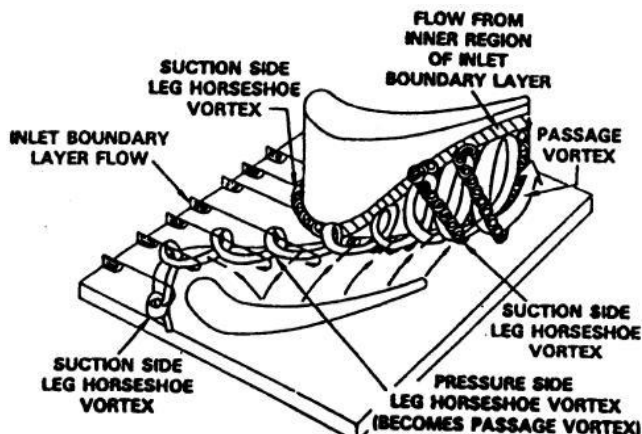
obliczeniach clockingu metodami typu URANS należy dążyć do modelowania całych wieńców w ich naturalnych warunkach brzegowych, wtedy otrzymamy najdokładniejszy obraz interakcji wieńców w zjawisku clockingu z możliwością obliczenia strat w niestacjonarnym przepływie w postaci przyrostów entropii [Gorrell et al., 2005], [Chew, Hills, 2009].

Z przedstawionych na rys. 2.60 porównań wyników obliczeń i pomiarów można wyciągnąć wniosek, że szczegóły odnośnie oddziaływania wzajemnego wieńców można będzie otrzymać z rozwiązań przynajmniej LES, ponieważ duże struktury turbulentne również będą wpływały na przebieg zjawiska clockingu. Reasumując rozważania w tym rozdziale, można sądzić, że zjawisko clockingu będzie wynikiem oddziaływań głównie deterministycznych i dużych struktur turbulentnych. Przy czym nie można również pominąć małej skali ruchu turbulentnego w śladach, szczególnie, gdy podlegają one rozciąganiu w średnim polu przepływu. W tym względzie pogląd Sarena [Saren et al., 2006], że clocking wynika z oddziaływań struktur wirowych i oddziaływań potencjalnych modelowanych przez wzajemne położenie wieńców jest jak najbardziej prawdziwy.

2.3.4. Oddziaływania struktur przepływu wtórnego

Przepływ wtórny rozwija się przy ściankach ograniczających kanały łopatkowe. Przy małej wysokości łopatki w stosunku do cięciwy przepływ wtórny może zajmować znaczącą część kanału przepływowego, nawet ponad 30% wysokości łopatki [Pullan, 2006a]. Straty przepływów wtórnych mogą wtedy wynosić od 30 do 50% strat w palisadzie [Langston 2001]. Znaczna część tych strat, bo aż 2/3 pochodzi z obszarów warstwy przyściennej, tworzącej się na ściankach bocznych i na profilu [Lampart, 2006]. Wiry przepływu wtórnego, podobnie jak ślady w następnych wieńcach są pocięte i przenoszone przez konwekcję do następnego stopnia, gdzie będą oddziaływać z tworzącymi się nowymi strukturami wirowymi i śladami w następnym wieńcu [Binder et al., 1987], rys. 2.61.

Pierwsze ujęcie teoretyczne generacji przepływów wtórnych podał Hawthorne w 1956 roku [Sieverding, 1985]. Struktury wirowe przy ściankach ograniczających palisadę zidentyfikował w palisadzie płaskiej Langston [Langston et al., 1977]. Bardziej szczegółowo fizykę tych struktur badał i opisał Sieverding [Sieverding, 1985] używając kolorowych dymów do ich wizualizacji. Przepływy wtórne są stosunkowo dobrze poznane w prostych palisadach profili. Model przepływów wtórnych według Sharmy [Sharma, Butler, 1987] pokazano na rys. 2.61. Pokazuje on obecność najważniejszych struktur wirowych, tj. wiru kanałowego z odnogą ssącą owiniętą wzdłuż niego.



Rys. 2.61. Model przepływów wtórnych w palisadzie turbinowej [Sharma, Butler, 1987]

W maszynach przepływowych, ze względu na znacznie mniejsze wymiary kanału w stosunku do wymiarów kanałów w palisadach płaskich, praktycznie daje się zidentyfikować tylko wir kanałowy, który jak się sądzi jest dominującą strukturą wpływającą znacząco na straty w tym obszarze. Jest bardzo mało prac dotyczących zachowania się struktur wirowych w wielostopniowych maszynach przepływowych. Szczególnie ewolucja i oddziaływania struktur w przepływie niestacjonarnym są słabo poznane, badania dotyczą głównie turbin jednostopniowych [Chaluvadi, 2000], [Kikuchi et al., 2008]. Schlienger [Schlienger, 2003] wykazał znaczący wpływ tych struktur i ich wzajemnych oddziaływań na straty w przepływie w turbinie dwustopniowej.

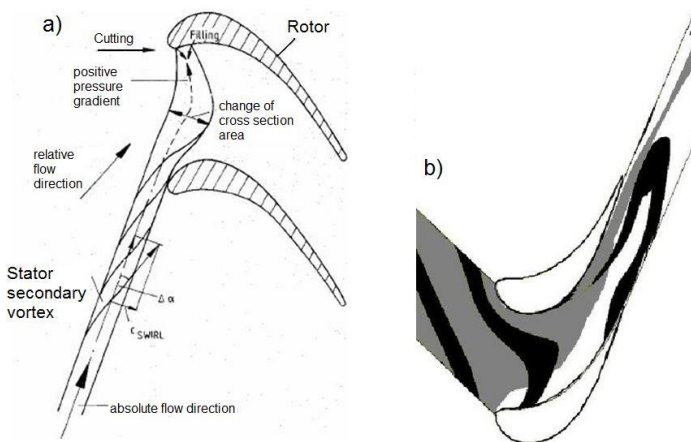
W przypadku przepływów wtórnych znacznie trudniej znaleźć źródła redukcji strat. Niewątpliwie największy sukces odniesiono w badaniach w płaskiej palisadzie. Badania wykonane przez Sauer [Sauer et al., 2001] pokazują, że oddziaływania pomiędzy wirami są bardzo ważne dla zmniejszenia strat przepływów wtórnych. Sauer poprzez modyfikację krawędzi natarcia wzmocnił odnogę wiru końskiej podkowy na stronie ssącej, która wiruje przeciwnie do wiru kanałowego. Interakcja wirów spowodowała odsunięcie wiru kanałowego od ścianki i znaczącą, bo 47% redukcję strat w przepływie wtórnym. Profilowanie ścianki ograniczającej może dać zmniejszenie strat o 17% [Langston, 2001]. Bardzo interesujące jest ograniczenie przepływów wtórnych poprzez odpowiednie 3D kształtowanie łopatek [Chaluvadi, 2000]. Rozkład ciśnienia z minimum ciśnienia na stronie ssącej przesuniętym do tyłu, tzw. „aft loading” również prowadzi do znacznego obniżenia strat przepływów wtórnych (~25% strat całkowitych). Jak wykazują badania, znaczący przyrost strat przepływów wtórnych następuje w strefie przepływu opóźnionego, który ma miejsce za punktem minimalnego ciśnienia [Langston, 2001].

Oddziaływania niestacjonarne dużych struktur deterministycznych – wirów kanałowych w turbinie pokazał Binder [Binder et al., 1986]. Wir kanałowy,

podobnie jak ślady, zostaje pocięty na mniejsze części oraz silnie zdeformowany w jego przekroju poprzecznym, rys. 2.62a. Obszar oddziaływania na krawędzi natarcia następnej łopatki charakteryzuje się dużymi pulsacjami i następuje konwersja energii wiru we fluktuacje losowe. Sharma [Schlienger, 2003] obserwował 40% zmiany strat w przepływach wtórnych za wirnikiem jednostopniowej turbiny przy zmianie położenia kierownicy. Centra wirów przepływów wtórnych są obszarami o wysokiej turbulencji, która zależy od tego, czy mamy do czynienia ze ściskaniem lub rozciąganiem włókna wirowego.

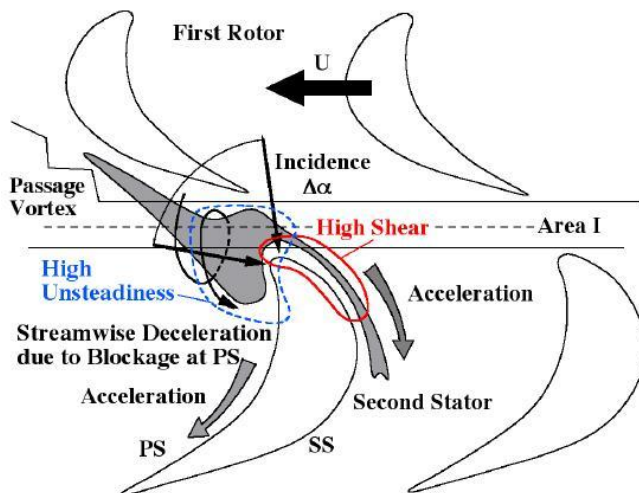
Pullam i Denton [Pullam, Denton 2003] poprzez numeryczne symulacje pokazali, że pocięty wir kanałowy przechodzi przez wirnik z prędkością strumienia głównego. Rurka wirowa wygina się w polu prędkości w części wlotowej i tworzy strukturę typu wiru igłowego (hairpin) z kontra wirującymi odnogami, rys. 2.62b. Odnóże poruszające się przy stronie ciśnieniowej łopatki wirnikowej przemieszcza się na zewnątrz obszaru, drugie przy stronie ssącej do wewnątrz obszaru, w którym tworzą się nowe struktury wirowe na wirniku.

Odnóże wiru przy stronie ciśnieniowej ma ten sam kierunek wirowania, co wir kanałowy na wirniku, przyspiesza to włączenie się tej części wiru do wiru kanałowego powstającego na wirniku. W rezultacie tych niestacjonarnych oddziaływań wir kanałowy wirnika zmienia swoje wymiary i przemieszcza się okresowo promieniowo nawet o 20% rozpiętości łopatki i w kierunku obwodowym o $\frac{1}{4}$ podziałki. Zmienia swoją siłę i wielkość w funkcji okresu przechodzenia łopatki kierownicy.



Rys. 2.62. Oddziaływanie przepływu wtórnego z kierownicy z przepływem w kanale wirnika, a) według Bindera [Binder 1987], b) przechodzenie przepływu wtórnego przez kanał wirnikowy Pullana [Pullan 2003]

Badania Schielingera [Schlienger, 2003] pokazują, że można wyróżnić trzy główne fazy oddziaływania pociętego włókna wirowego. W pierwszej fazie wir kanałowy oddziałuje z krawędzią natarcia następnego rzędu łopatek, rys. 2.63.



Rys. 2.63. Oddziaływanie wiru kanałowego z kierownicy z krawędzią natarcia wirnika [Schlienger, 2003]

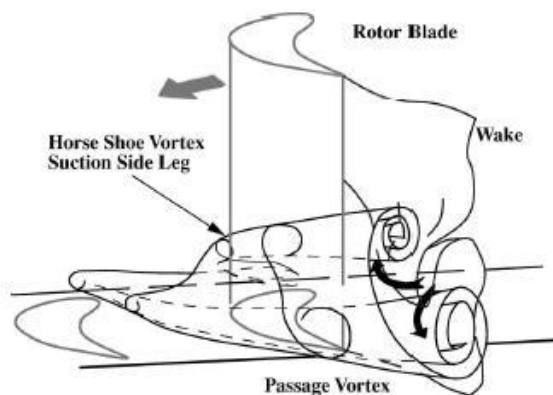
Oddziaływanie charakteryzuje się, jak wcześniej zidentyfikował je Binder [Binder 1987], dużą niestacjonarnością. Wir po obu stronach jest rozciągany, co oznacza zmniejszenie jego wymiarów i znaczny wzrost wirowości ponad 2-krotny i co za tym idzie, znaczny wzrost lokalnych strat. Ta faza wpływa również na formowanie się wiru kanałowego na wirniku. Warunki formowania się wiru w tej fazie są zupełnie odmienne. Wlotowe warstwy przyścienne z uwagi na ruchomą, obracającą się ściankę wirnika są warstwami zwichrowanymi. Z badań wynika, że mają one znaczący wpływ na formowanie się przepływu wirowego na wirniku. Badania Doerffera [Doerffer, 2003] pokazują, że przy pomocy dodatkowego wiru rozciągniętego w kierunku przepływu można kontrolować wir końskiej podkowy najlepiej w miejscu jego powstania, tj. na krawędzi natarcia (horseshoe vortex, rys. 2.64).

Druga faza dotyczy oddziaływania wiru ze śladem wirnikowym, rys. 2.64. Materiał śladu wciągany (pompowany) jest okresowo do wnętrza wiru powodując jego wzrost w kierunku poprzecznym. Lokalne straty w tym przypadku mogą być mniejsze, stąd efekt może być pozytywny dla strat generowanych w wieńcu. Z drugiej strony zjawisko zachodzi w strefie dyfuzji, gdzie wir jest ściskany (compression) i powiększa swoje rozmiary. Badania palisad pokazują, że w tym przypadku straty rosną. [Langston, 2001]. W wyniku oddziaływania wiru kanałowego i śladu załopatkowego następuje redystrybucja przepływu o małej ilości ruchu w kierunku ścianek ograniczających z prawdopodobną redukcją strat.

W trzeciej fazie wir kanałowy z kierownicy przechodzi przez kanał praktycznie bez oddziaływania ze strukturami na wirniku i wchodzi do następnego wieńca. Bardzo wyraźnie pokazuje tę fazę Chaluvadi [Chaluvadi, 2000]. Fazy oddziaływania powtarzają się okresowo zgodnie z okresami przejścia łopatek wirnika. Proces transportu przepływu wtórnego i jego oddziaływania z powstają-

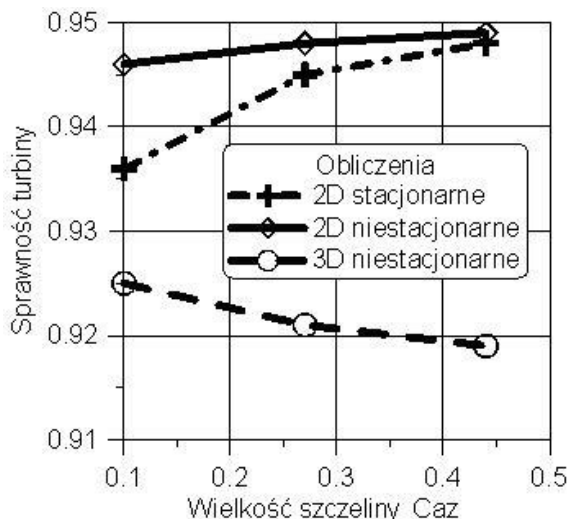
cymi nowymi przepływami wtórnymi w następnym wieńcu jest wciąż niedostatecznie zrozumiany. W szczególności małą uwagę poświęca się na zrozumienie interakcji wirów i związaną z tym generację dodatkowych strat w wieńcu.

Dodatkowe oddziaływanie może pochodzić od pola potencjalnego, które w przypadku kierownic może redukować niestacjonarność przepływu poprzez wymuszanie przyspieszania i opóźniania przepływu, co powoduje rozciąganie i ściskanie rurek wirowych. Może to prowadzić do redukcji lub wzrostu strat przepływu. W końcu należy zauważyć, że oddziaływania wirów i śladów zmieniają chwilowe kąty napływu na wirnik. Oddziaływanie struktur przepływu nie kończy się z osiągnięciem krawędzi spływu łopatki. W szczelinie międzywieńcowej następuje ich intensywna interakcja. Oddziaływania te są przyczyną dużych różnic w stratach w kanale wirnika i na jego wylocie przy obliczaniu kodami stacjonarnym i niestacjonarnym (rys. 2,6). Obliczenia Pullana dla jednostopniowej turbiny [Pullan, 2006] pokazują, że największe różnice w obliczeniach stacjonarnych i niestacjonarnych strat dotyczą strefy za wirnikiem, tj. strat mieszania. W odniesieniu do strat mieszania interesujący jest wpływ szczeliny międzywieńcowej na straty w wirniku i na sprawność turbiny. Przy małej szczelinie oddziaływanie kierownicy będzie intensywniejsze w kanale wirnika, z kolei przy dużych szczelinach oddziaływanie będą głównie w szczelinie międzywieńcowej.



Rys. 2.64. Oddziaływanie wiru kanałowego ze śladem załopatkowym [Schlienger, 2003]

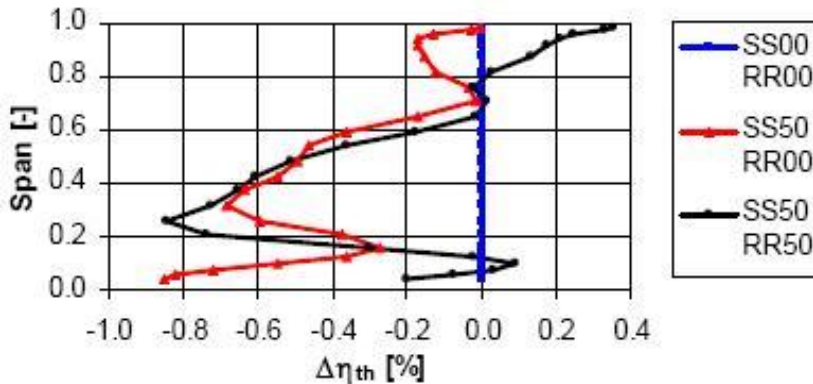
Komputerowe modelowanie wpływu szczeliny międzywieńcowej na sprawność jednostopniowej turbiny wysokoprężnej pokazano na rys. 2.65. Na wykresach przedstawiono wyniki obliczeń sprawności turbiny dla różnej wielkości szczeliny międzywieńcowej na podstawie wyników podanych w tabelach w pracy [He, 2000]. Obliczenia stacjonarne z uśrednianiem obwodowym 2D pokazują sytuację typową dla turbin, tj. sprawność turbiny maleje ze zmniejszaniem się szczeliny. Obliczenia niestacjonarne 2D pokazują znacznie mniejszy spadek sprawności, prawdopodobnie część energii kinetycznej śladów jest jednak do odzyskania w procesie „recovery wake”. Obliczenia niestacjonarne 3D uwzględniają zjawiska, o których mówiono powyżej.



Rys. 2.65. Wyniki obliczeń sprawności jednostopniowej turbiny w funkcji wielkości szczeliny międzywieńcowej [He, 2000]

Trójwymiarowe niestacjonarne aerodynamiczne oddziaływanie kierownica – wirnik może prowadzić do spadku strat i wzrostu sprawności turbiny dla małych szczelin międzywieńcowych. Wzrost sprawności jest wynikiem pozytywnej interakcji śladów, a przede wszystkim dużych struktur wirowych oraz oddziaływań potencjalnych. Znajduje to swoje potwierdzenie w badaniach eksperymentalnych turbiny wysokoprężnej przedstawionych w pracy Kikuchi [Kikuchi et al., 2008]. Zmiana szczeliny międzywieńcowej pomiędzy kierownicą i wirnikiem z 50% na 25% wartości cięciwy osiowej łopatki zaowocowała wzrostem sprawności tej jednostopniowej turbiny o 1.5 punktu procentowego. Obliczenia niestacjonarne pokazują, że wzrost sprawności jest rezultatem znaczącego spadku strat, które mają miejsce w strefie przepływów wtórnych przy piaście i obrzeżu zewnętrznym.

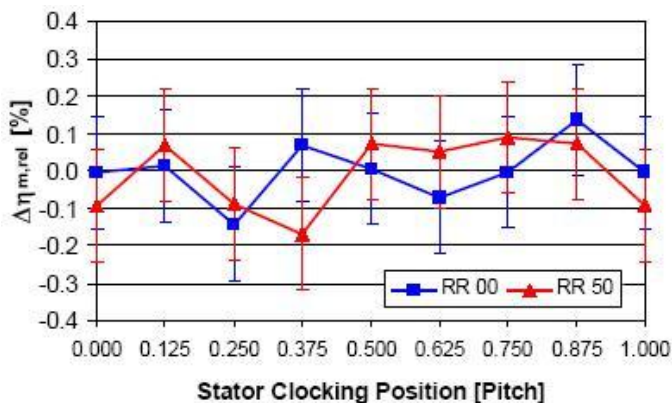
W wielostopniowych turbinach przepływy wtórne powiększają straty. Można się spodziewać, że cloking kierownic lub wirników zmieniając warunki oddziaływania struktur wirowych może rzeczywiście zmieniać poziom strat w tym obszarze. Przykładem są rozkłady zmian sprawności termodynamicznej turbiny po wysokości kanału pokazane na rys. 2.66 dla różnych położenia kierownic i wirników w dwustopniowej turbinie modelowej parowej przy wysokich liczbach Reynoldsa, powyżej $5.0 \cdot 10^5$ [Behr et al., 2004].



Rys. 2.66. Zmiany sprawności termodynamicznej turbiny po wysokości łopatki w funkcji wzajemnego położenia kierownic i wirników. SS00RR00 – położenie referencyjne, kierownice i wirniki w jednej linii SSxx – względne położenie kierownic, RRxx – względne położenie wirników, xx – procent podziałki. [Behr et al., 2004]

Widoczne zmiany lokalnej sprawności są rezultatem zmiennej intensywności oddziaływań struktur przepływu wtórnego i śladów, sterowanej poprzez clockingu kierownic i wirników. Największe zmiany sprawności są w obszarze obrzeża wewnętrznego (span = 0.2) i wynoszą około $\sim 1\%$ lokalnej sprawności. Zmiana intensywności oddziaływania dużych struktur wirowych kierownic i wirników jest w stanie znacząco wpłynąć na sprawność przepływową w tym obszarze. W badaniach sprawności termodynamicznej 1.5 stopniowej transonicznej turbiny obserwowane względne zmiany lokalnej sprawności wynosiły 5% w zależności od clockingu kierownic [Schennach et al., 2006]. Zmiany lokalne sprawności po wysokości kanału łopatkowego, pokazane na rys. 2.66, nie przekładają się, niestety, na zmiany sprawności turbiny (rys. 2.67), ponieważ minimalne i maksymalne wartości sprawności nie występują dla takiego samego położenia kierownic, czy wirników, a są przesunięte względem siebie obwodowo po wysokości kanału.

W przypadku niskich cylindrycznych łopatek o stosunku wysokości do podziałki h/T mniejszej niż 1 obszar śladu w środku kanału, szczególnie w przypadku drugiej kierownicy, może zostać całkowicie zredukowany. Przepływ w tego typu turbinie jest na całej wysokości silnie trójwymiarowy. Mogą wtedy oddziaływać bezpośrednio ze sobą struktury wirowe przy obrzeżach wewnętrznym i zewnętrznym w bardzo skomplikowany sposób. W rezultacie clocking kierownic w $1\frac{1}{2}$ stopniowej turbinie o niskich łopatkach sprowadza się do niejednoczesnych oddziaływań struktur przepływu, co prowadzi tylko do redystrybucji strat. Skutkiem tego pozytywne efekty clockingu są w dużym stopniu rozproszone i przez to zmiany sprawności turbiny są bardzo ograniczone [Behr et al., 2007], [Schennach et al., 2006].



Rys. 2.67. Zmiany sprawności dwustopniowej turbiny w funkcji położenia kierownic (clocking kierownic). RR położenie wirników [Behr et al., 2004]

Straty przepływu wtórnego można ograniczyć poprzez konstruowanie łopatek o kształtach 3D, które umożliwiają redukcję obciążenia w strefach brzegowych oraz poprzez odpowiedni rozkład ciśnienia z obciążeniem przesuniętym do tyłu (aft loaded vane). Ten typ rozkładu ciśnienia na łopatkę w strefach brzegowych zastosowany do kierownic pozwala ograniczyć rozwój struktur wirowych, obniżyć straty i uzyskać wzrost sprawności turbiny o 1.5% w stosunku do łopatek z maksymalnym obciążeniem przesuniętym w kierunku krawędzi natarcia [Pullan, 2006]. Zastosowany ten sam typ rozkładu ciśnienia „aft loaded blade” z koncepcją wysokiego obciążenia do łopatek wirnika turbiny akcyjnej pozwala zredukować straty w przepływie wtórnym i straty profilowe, te pierwsze aż o 40% i ponadto ograniczyć liczbę łopatek o 15% [Segawa et al., 2002]. Wiedza o interakcji struktur i ich transporcie przez turbinę jest bardzo ważna i powinna być włączona już w trakcie projektowania turbiny.

2.4. Uwagi końcowe

W rozdziale przedstawiono aktualny stan wiedzy dotyczący przede wszystkim clockingu kierownic. Pokazano, że jest on związany z redukcją strat wynikającą z wpływu przenoszenia zjawisk, wirów przepływu wtórnego i śladów załopatkowych, powstałych w kierownicy na wieniec wirnika i kierownice następnego stopnia.

Przed wszystkim trzeba zdać sobie sprawę, że struktury wirowe i ślady załopatkowe powstałe w danym wieńcu mogą być transportowane wzdłuż przepływu i oddziaływać ze strukturami powstałymi w następnych wieńcach, co prowadzi do zróżnicowania przepływu w przekroju poprzecznym kanału na jego podziałkach. Zróżnicowanie to można wykorzystać dla zminimalizowania strat w następnym wieńcu poprzez clocking kierownic lub wirników. Wymaga to śledzenia lokalnego procesu generowania strat wzdłuż ścieżki przepływu w turbinie i takiego oddziaływania na tę ścieżkę, aby chronić przepływ główny o małych

stratach, a istotne oddziaływania w których lepkość powoduje generację entropii, np. oddziaływanie ze ściankami łopatek, należy realizować w strefach o małej prędkości i o dużych stratach strugi wypływającej z poprzedniego wieńca.

Wykorzystanie potencjału clockingu w praktyce jest trudne. W praktyce inżynierskiej przy projektowaniu maszyn nie śledzi się procesu lokalnego generowania strat wzdłuż przepływu. Wskaźnik strat nie określa części energii kinetycznej płynu rozpraszanej w danej chwili i w danym miejscu, a jedynie umownie podaje stosunek strat do generującej te straty energii kinetycznej. Stąd, w klasycznie projektowanych turbinach, nawet przy zastosowaniu trójwymiarowych stacjonarnych kodów rozwiązujących uśrednione równania Naviera Stockesa, nie jest możliwe zidentyfikowanie najlepszego i najgorszego położenia kierownic, nie mówiąc już o wirnikach. Przykładem może być stanowisko dwustopniowej turbiny w ETH Zurich do badań clockingu kierownic i wirników, konstruowanej z zastosowaniem kodów 3 wymiarowych. Pomierzone zmiany sprawności turbiny są bardzo małe nawet przy dużych lokalnych zmianach sprawności, pokazanych na rys. 2.66 i 2.67. Lokalne zmiany sprawności wynikające z clockingu kierownic (dwa położenia kierownic SS00 i SS50) i wirników (RR00 i RR50), pokazane rys. 2.66, nie przekładają się na zmiany sprawności turbiny. Podobne uwagi można odnieść do wyników badań 1.5 stopniowej turbiny transonicznej z łopatkami cylindrycznymi gdzie znacznie większe zmiany sprawności (3-5% przy obrzeżu wewnętrznym i 3% w środku kanału) nie przełożyły się na zmiany sprawności turbiny. W obu przypadkach obserwowano, że wartości maksymalne i minimalne lokalnych zmian sprawności po wysokości kanału nie są skorelowane z jednym położeniem kierownic. Stąd można sądzić, że clocking przy zastosowaniu cylindrycznych łopatek w wieńcach łopatkowych będzie powodował jedynie redystrybucję strat po wysokości kanału przepływowego.

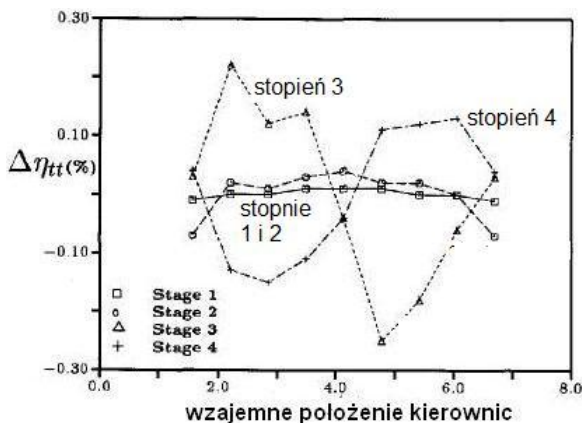
Ponadto Schielenger [Schielenger, 2004] zmieniając położenie pierwszej kierownicy względem drugiej obserwował, że następował wzrost sprawności pierwszego stopnia, podczas gdy sprawność drugiego stopnia spadała. Prawdopodobną przyczyną były zmiany oddziaływania drugiego stopnia na pierwszy przy zmianie położenia kierownic. W rezultacie efekt clockingu kierownic był również pomniejszony, ponieważ jest on sumą wszystkich oddziaływań wzdłuż ścieżki przepływu w turbinie.

Uzyskanie pozytywnych efektów w clockingu wymaga konsekwentnego działania. Przykładem może być praca Dorney [Dorney, 2001], który badał clocking kierownic w czterostopniowej turbinie przemysłowej. Obliczenia niestacjonarne quasi 3D pokazały, że zmiana obwodowa położenia kierownicy trzeciego stopnia wpływa na zmianę sprawności trzeciego i czwartego stopnia rys. 2.68.

Natomiast zmiany sprawności na pierwszym i drugim stopniu były bardzo małe, zjawisko clockingu dotyczyło tylko sąsiednich stopni. Zmiany sprawności na trzecim i czwartym stopniu były znacznie większe, na trzecim wynosiły $\pm 0.25\%$, a na czwartym $\pm 0.15\%$. Zmiany te przebiegały jednak w przeciwnym kierunku, stąd zmiany sprawności turbiny, tj. trzeciego i czwartego stopnia razem

wzięte były niewielkie i wynosiły tylko $\pm 0.05\%$. Sumaryczny efekt wynikający z superpozycji zjawisk w obu stopniach był znikomy.

Efekt ten wynikał stąd, że ślady drugiej kierownicy wpływały na krawędź natarcia trzeciej i pracowała ona z maksymalną sprawnością, ale równocześnie ślady z trzeciej kierownicy wpływały do środka kanału czwartej i kierownica czwarta miała najniższą sprawność rys. 2.68. Uzyskanie zmian sprawności turbiny wymaga również odpowiedniego ustawienia czwartej kierownicy.



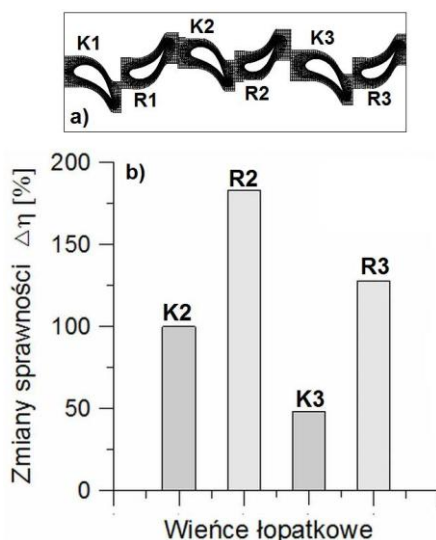
Rys. 2.68. Zmiany sprawności na 3 i 4 stopniu wywołane clockingiem 3 kierownicy [Dorney, 2001]

Potencjał clockingu kierownic, czy wirników będzie można wykorzystać, jeśli dysponujemy szczegółową wiedzę konieczną dla zrozumienia fizycznych podstaw oddziaływania struktur w niestacjonarnym przepływie i ich sterowania poprzez clocking dla uzyskania maksymalnej sprawności, obniżenia poziomu drgań i zmniejszenia generacji hałasu turbin i sprężarek. Transport tych struktur może obejmować co najmniej dwa stopnie i staje się on coraz ważniejszy przy mniejszych szczelinach międzywieńcowych współczesnych maszyn przepływowych [Gorell et al., 2007].

W przypadku badań Halsteada i turbiny AGD widoczne jest, że intensywnością oddziaływania śladów steruje kierownica za wirnikiem. Napływ na krawędź natarcia śladów z kierownicy prowadzi to do podwojenia częstości oddziaływania na warstwę przyścienną w następnym wieńcu. W innych badaniach [Gombert, Hohn, 2001] ślady z kierownicy zaznaczają się znacznie mniej w rozkładzie prędkości na wlocie do następnej kierownicy lub pozostają nawet niewidoczne, a pomimo tego oddziaływanie, szczególnie na strefę laminarno – turbulentną jest identyfikowalne w postaci podwójnych lokalnych maksimów w fazowo uśrednionych naprężeniach stycznych. Dalsze badania powinny wyjaśnić, czy oddziaływanie śladów kierownicy i wirnikowych rzeczywiście wpływa na stabilizację strefy przejścia, która może być związana ze stabilizowaniem lub nawet eliminowaniem struktur wzdłużnych [Schoppa, Hussain, 2000] i opóźnianiem

przejście laminarnej warstwy w turbulentną i w ten sposób zmniejszeniem strat [Gostelow et al., 2008]. Drugim problemem jest oddziaływanie na warstwę turbulentną rozwijającą się w tylnej części profilu na stronie ssącej. Należy tutaj zbadać, czy wpływ potencjalny od kierownicy zawirnikowej zmienia parametry na zewnątrz warstwy, czy też może zmieniać jej strukturę, np. poprzez ograniczenie produkcji naprężeń Reynoldsa, wpływa na straty w przepływie uśrednionym i losowym. Jest to bardzo ważny problem, gdyż poznanie go umożliwiłoby obniżenie strat w turbulentnych warstwach przyściennych wirnika poprzez clocking kierownic.

Obliczenia zmian strat w clockingu kierownic i wirników wykonane przez Cismasa [Cismas, Dorney, 1999] pokazują potencjalnie większe zmiany sprawności w przypadku clockingu wirników niż clockingu kierownic. Zmiany sprawności poszczególnych wieńców trzy stopniowej turbiny spowodowane clockingiem kierownic i wirników zostały wyznaczone dla optymalnych, tj. o najwyższej sprawności, położen wieńców poprzedzających. Najpierw wyznaczono optymalne położenia kierownic, obracając kierownicę drugą K2 a następnie trzecią K3. W następnej fazie obliczeń określono optymalne położenie wirnika R2 i dalej R3. Wyniki obliczeń zmian sprawności poszczególnych wieńców pokazano na rys. 2.69.



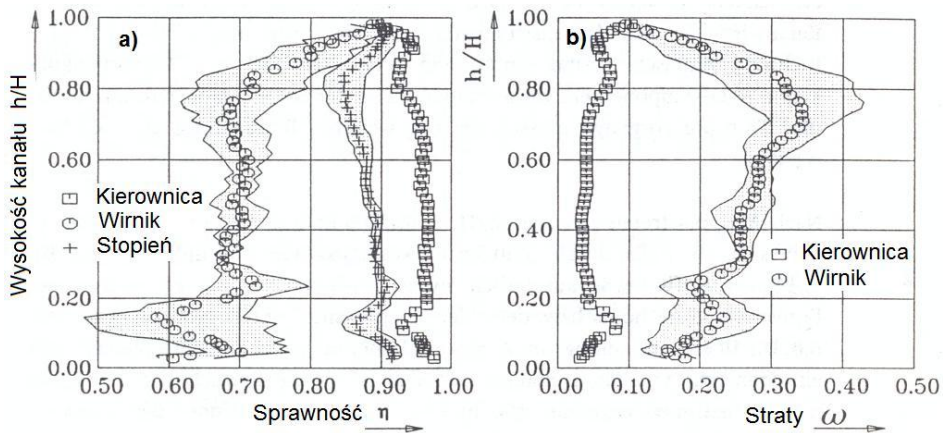
Rys. 2.69. Zmiany sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic i clockingu wirników

Zmianę sprawności kierownicy K2 przyjęto jako referencyjną i równą 100%. Widoczne jest, że clocking wirników prowadzi do dwukrotnie większych zmian sprawności turbiny niż clocking kierownic. Kierownica trzecia nawet dwukrotnie mniej wpływa niż kierownica druga na zmiany sprawności turbiny. Oczywiście, obraz zmian sprawności nie jest pełny, gdyż nie szukano tutaj opty-

malnej pozycji wirników i kierownic, jednak pozwala sądzić, że zmiany sprawności w clockingu wirników mogą wynikać z większej niejednorodności i niestacjonarności przepływu wlotowego, stąd intensywniejsze oddziaływania na warstwę i przepływ główny będą miały miejsce w układzie względnym.

Z drugiej strony, w badaniach clockingu kierownic (rys. 2.33) widoczny jest stosunkowo duży wpływ clockingu kierownic na straty w kanale wirnikowym. Można zatem poprzez clocking kierownic podobnie do clockingu wirników uzyskać zmiany sprawności wirników przy czym zmiany będą zachodziły zgodnie z podziałką kierownic. W podobny sposób badał clocking Opoka [Opoka, Hodson 2008]. Wzajemne ustawienie wirników wpływało na straty nieruchomej palisady – kierownicy. Takie oddziaływania clockingu kierownic są szczególnie interesujące z uwagi na znacznie większe straty w kanałach wirnikowych niż w kierowniczych, co pokazano na rys. 2.70 dla jednostopniowej turbiny [Zeschky, 1991]. Walraevens [Walraevens, 1999] pomierzył straty ciśnienia całkowitego dla tej samej turbiny w konfiguracji z kierownicą zawirnikową. Straty w drugiej kierownicy były o 50% większe niż w pierwszej, ale znacznie mniejsze, niż straty wirnika.

Można przypuszczać, że zwiększanie oddziaływania kierownic na pole przepływu wirnika będzie prowadziło do znacznie większych zmian sprawności wieńca wirnikowego, niż miałyby to miejsce w przypadku zmian sprawności kierownic. Pozwoliłoby to na zwiększenie sprawności wirników i stąd całej turbiny.



Rys. 2.70. Rozkłady sprawności i strat w kanałach kierownicy i wirnika [Zeschky, 1991]

W przypadku sprężarek osiowych mamy do czynienia z dwoma zjawiskami, tj. z „recovery wake” i zjawiskiem clockingu. Oba są związane z oddziaływaniem śladów. Zjawisko clockingu wydaje się być nieco mniej ważne w przypadku sprężarek, niż turbin. Zjawisko „recovery wake” i związana z nim redukcja szczeliny międzywieńcowej dała wzrost sprawności $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarki nawet o 3 punkty procentowe w [Layachi, 2001]. Clocking może dać również dość duże zmiany sprawności, Barankiewicz [Barankiewicz, 1997] uzyskał

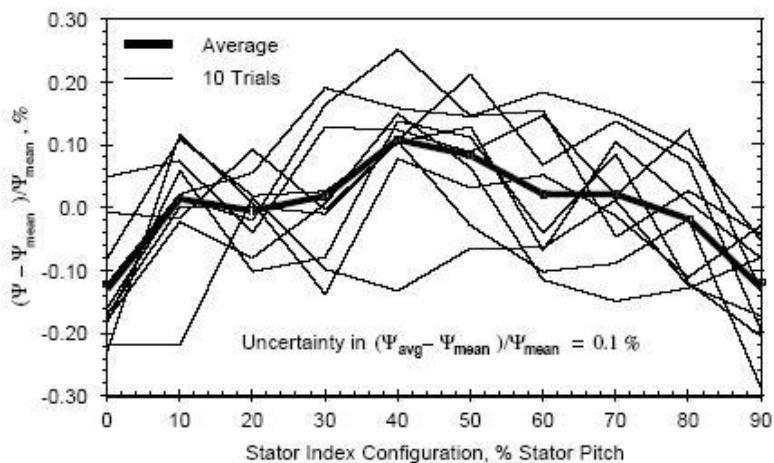
wzrost sprawności 4 stopniowej sprężarki o 0.2%, Dorney [Dorney 1998] o 0.7% w $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarce, Saren nawet o 1.4%.

Hsu [Hsu, 1998] zredukował poprzez clocking zmienne obciążenie łopatek o 60%, natomiast Choi [Choi et al. 2008] zredukował amplitudę drgań łopatek o 80% dla nominalnego obciążenia i aż o 168% dla wysoko obciążonych łopatek. Kato [2003] uzyskał dla przepływów poddźwiękowych wzrost sprawności o 0.2%. Natomiast w przepływie transonicznym przepływające ślady blisko strony ssącej łopatki redukowały falę uderzeniową, co było głównym źródłem zmian strat. W $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarce obliczenia wykazały 0.4% zmian jej sprawności w zależności od clockingu kierownic. W zakresie transonicznym uzyskano wyższą sprawność i mniejsze niestacjonarne obciążenie łopatek. W przypadku sprężarek clocking może również wpływać na zakres stabilnej pracy sprężarki. Wpływające ślady na krawędź natarcia łopatki następnego stopnia, w clockingu kierownic, znacząco zmniejszają straty i zwiększają zakres pracy w pobliżu granicy pompowania [Montomoli, Massini, 2010]

Wydaje się, że głównym celem clockingu w sprężarkach osiowych będzie raczej obniżenie poziomu niestacjonarnego obciążenia łopatek i zwiększenie zakresu stabilnej pracy sprężarki niż poprawa jej sprawności.

W odniesieniu do zastosowania clockingu w maszynach wielostopniowych problemem jest rosnąca komplikacja przepływu w kanale, w szczególności wzrost stopnia turbulencji, która może powodować szybsze mieszanie strugi. Solomon [Solomon, 2002] obserwował spadek zmian sprawności w funkcji clockingu kierownic, gdy na wlocie do turbiny podwyższył stopień turbulencji Tu z 1% do 5%. Oznaczałoby to zmniejszenie efektu clockingu w maszynach wielostopniowych, gdyż turbulencja rośnie w kierunku przepływu i na kolejnych stopniach jest coraz większa. Jednak obliczenia Arnone [Arnone et al., 2001] pokazały, że można w trzystopniowej turbinie (trzy końcowe stopnie pięciostopniowej turbiny LPT) zrealizować pełny clocking, tj. kierownic i wirników na czwartym i piątym stopniu, uzyskać zmiany sprawności turbiny 0.6%. Schobeiri [Schobeiri et al., 2004] przeprowadził badania przepływu w szczelinach międzywieńcowych za wirnikami w wysokosprawnej trzy stopniowej turbinie. Badania pokazały, że obszar niskiego ciśnienia całkowitego jest równie intensywny za trzecim wirnikiem, jak i za pierwszym. Wydaje się, że postępując konsekwentnie, tj. kierując strefy o wysokiej turbulencji na krawędzie natarcia kolejnych wieńców możemy chronić przepływ główny i zmniejszać turbulencję w dalszych stopniach i również zmniejszać straty.

Badania eksperymentalne clockingu przy małych zmianach sprawności są bardzo trudne i wymagają budowy specjalnych stanowisk, stosowania odpowiedniej aparatury oraz wielokrotnego powtarzania pomiarów. Na rys. 2.71 pokazano wyniki kolejnych serii badań dla identyfikacji zmian sprawności wynoszącej 0.2% w $1\frac{1}{2}$ stopniowej sprężarce wykonane przez Barankiewicza w NASA [Barankiewicz, Hathaway, 1997].



Rys. 2.71. Wyniki badań zmian sprawności sprężarki osiowej w funkcji położenia kierownic [Barankiewicz, Hathaway 1997]

Pomierzone zmiany sprawności sprężarki były obliczone na podstawie dziesięciu powtórzeń serii pomiarowych. Rozrzut wyników w badaniach był taki sam, jak zmiany sprawności sprężarki określone z uśrednienia wspomnianych dziesięciu serii pomiarów. Bardzo ważny jest tutaj sposób prowadzenia badań i ich powtarzanie, ponieważ zmiany sprawności są zwykle wewnątrz pasma niepewności [Haldeman, 2003].

Jak wynika z przedstawionych w rozdziale rozważań, znaczącą rolę w clockingu odgrywa aerodynamiczne oddziaływanie kierownicy z wirnikiem, które prowadzi do zróżnicowania przepływu na obwodzie na podziałce kierownicy lub wirnika. Wzrastające aerodynamiczne obciążenie łopatek w nowych generacjach maszyn przepływowych powoduje, że interakcja ta odgrywa coraz większą rolę i zrozumienie jej jest kluczowe do wykorzystania pozytywnych jej efektów w następnych wieńcach.

Siła tej interakcji jest znacząca, w przypadku badań Chaluvadiego [Chaluvadi, 2000] w jednostopniowej turbinie, oddziaływanie śladów może prowadzić do powstania strefy o znacznie obniżonej prędkości i praktycznie całkowitego zaniku śladów załopatkowych spływających z wirnika. Znaczącą rolę będzie odgrywać również kierownica zawirnikowa, która wpływa nie tylko na oddziaływanie śladów z kierownicy ze śladami z wirnika, ale też na oddziaływanie śladów z warstwą przyścienną i przepływami wtórnymi.

Zrozumienie mechanizmów generacji strat w przepływie niestacjonarnym jest bardzo ważne i powinno być oparte o prawidłową i praktycznie użyteczną miarę strat, jaką jest przyrost entropii płynu. Szczególnie interesujące jest możliwość zmniejszenia strat w kanale wirującym poprzez clocking kierownic. Zmniejszenie strat na wirniku będzie wynikać z łącznego oddziaływania śladów, przepływów wtórnych i oddziaływań potencjalnych.

3. CEL I ZAKRES PRACY

Jak wynika z zamieszczonego w rozdziale 2 niniejszej pracy omówienia stanu wiedzy dotyczącego zjawiska wpływu wzajemnego ustawienia kierownic (clockingu) w maszynach przepływowych, wciąż nie jest ono w pełni poznane i zrozumiane. Identyfikacja tego zjawiska staje się coraz ważniejsza, obserwuje się wpływ clockingu na drgania oraz hałas turbin i sprężarek [Błaszczak 2006, 2008]. Wpływa ono na rozkłady temperatury w przepływie przez wieńce, w szczególności wpływa na temperaturę łopatek wirnika turbiny, co można wykorzystać dla zmniejszenia ich temperatury, zwiększenia czasu bezawaryjnej pracy, wzrostu sprawności turbiny. Clocking kierownic ma wpływ na zakres stabilnej pracy osiowych sprężarek, w szczególności przy granicy pompowania [Mantomoli et al., 2010].

W rozdziale 2 pokazano, że kluczowym problemem zjawiska clockingu jest zrozumienie jego fizycznych podstaw, które związane są głównie z procesem generacji strat w przepływie niestacjonarnym przez turbinę czy sprężarkę. Zmniejszenie strat w przepływie przez stopień występuje wtedy, gdy w wieńcu następnego stopnia oddziałują ze sobą strefy o dużych przyrostach entropii związane ze śladami i wirami przepływu wtórnego. Zrozumienie tego procesu jest bardzo ważne dla uwzględnienia pozytywnych efektów przepływu niestacjonarnego w procesie konstruowania bardziej sprawnych i pracujących stabilniej turbin i sprężarek przepływowych.

Należy zauważyć, że zwykle straty w przepływie przez kanały wirnikowe są znacznie większe niż przez kanały w kierownicach (rys. 2.70). Stąd potencjalnie clocking wirników, tj. bezpośrednie oddziaływanie na przepływ w układzie względnym, może prowadzić do większych zmian sprawności turbiny niż oddziaływanie na przepływ głównie w kierownicach w układzie absolutnym. Potwierdzają to rezultaty obliczeń numerycznych clockingu wirników i kierownic pokazane na rys. 2.69. Niemniej clocking kierownic również w pewnych przypadkach może silnie wpływać na pole przepływu i straty zarówno w kierownicach, jak i w wirnikach, rys. 2.33.

Clocking wirników jest zadaniem bardzo trudnym do realizacji. Konstruktor ma znacznie większą swobodę w kształtowaniu 3D łopatek i obrzeży wieńców kierownic niż obciążonych polem odśrodkowych przyspieszeń łopatek wieńców wirnikowych. Stąd powinno się dążyć do zapewnienia większego wpływu clockingu kierownic na pole przepływu w układzie względnym wirników niż w układzie absolutnym kierownic, co prowadziłoby do znacznie większego wzrostu sprawności turbiny.

W niniejszej pracy wykonano badania clockingu kierownic w dwustopniowej turbinie o geometrii typowej dla przemysłowych turbin parowych. Kierownice mają znacznie większe podziałki i cięciwy łopatek niż podziałki i cięciwy łopatek w wieńcach wirnikowych. Zbudowana w Instytucie Maszyn Prze-

plywowych PŁ dwustopniowa turbina TM3-00 opisana w rozdziale 4 miała liczbę łopatek kierownicy 16, natomiast wirnika 96, ich stosunek wyniósł zatem $R = 6$. Miała ona duże szczeliny międzywieńcowe w stosunku do podziałki i cięciwy łopatek wirnika, co zapewniało dużą sprawność turbiny zaprojektowanej według klasycznych reguł projektowania stopni turbinowych [Krysiński et al., 1995].

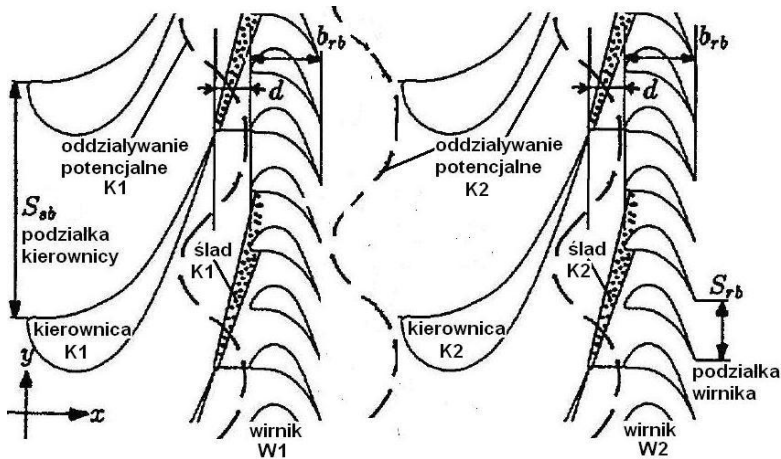
Punktem wyjścia we wstępnych rozważaniach teoretycznych autora dysertacji dotyczących zjawiska clockingu w turbinie TM3-00 była praca Korakiantisa [Korakiantis, 1993], która dotyczyła oddziaływania niestacjonarnego przepływu w stopniu turbinowym. W swojej pracy Korakiantis, przedstawił, na podstawie obliczeń (2D URANS), możliwość zmiany intensywności oddziaływań śladów i oddziaływań potencjalnych w przepływie przez kanał kierownicy i wirnika, tj. w układzie kierownica – wirnik. Stwierdził on, że zmieniając stosunek liczby łopatek wirnika do liczby łopatek kierownicy, przy stałej wartości szczeliny międzywieńcowej, można zmienić intensywność oddziaływań aerodynamicznych w wirniku i kierownicy. W szczególności, przy dużym stosunku liczby łopatek wirnika do liczby łopatek kierownicy R , powyżej $R > 4$, potencjalne pole przepływu kierownicy będzie dominować w przepływie przez kanały wirnikowe i szczelinę międzywieńcową. Natomiast oddziaływanie pola potencjalnego wirnika na pole przepływu w kierownicy będzie pomijalne.

Jednostopniową turbinę Korakiantisa [Korakiantis, 1993] o stosunku łopatek wirnika do kierownicy $R > 4$ pokazano na rys. 3.1, jako pierwszy stopień rozpatrywanej geometrii turbiny dwustopniowej.

W rozpatrywanym przypadku modelu dwustopniowej turbiny TM3-00 oddziaływania związane z polem potencjalnym kierownic, ze względu na większe podziałki kierownic od podziałek wirników, byłyby znacznie silniejsze niż oddziaływania z polem potencjalnym wirnika [Cizmas P., Subramanya R., 1997], [Kachel, Denton, 2004]. Wynika to również z równania (2.5). Stąd można oczekiwać znacznie większego wpływu clockingu kierownic na straty w kanale wirnikowym niż w przypadku takich samych podziałek wirnika i kierownicy.

Duży ślad z pierwszej kierownicy w zależności od chwili czasowej może wpływać do jednego lub do kilku kanałów wirnikowych na podziałce kierownicy, rys. 3.1. Jego oddziaływania powodują znaczące zmiany w przepływie w kanale wirnikowym. W rezultacie oddziaływanie śladów z pierwszej kierownicy i pola potencjalnego pierwszej i drugiej kierownicy na przepływ w kanale wirnikowym jest bardzo intensywne.

Częstość oddziaływania w układzie względnym śladów i zaburzeń potencjalnych będzie związana z częstością łopatkową zależną od liczby łopatek kierownicy, a w układzie absolutnym od liczby łopatek wirnika. Stąd w układzie względnym częstość zaburzeń będzie znacznie niższa niż w układzie absolutnym.



Rys. 3.1. Przewidywany obraz interakcji kierownic na pole przepływu w dwustopniowej turbinie na podstawie badań numerycznych pola przepływu w jednostopniowej turbinie Korakiantisa [Korakiantis, 1993] przy stosunku łopatek wirnika do łopatek kierownicy $R > 4$. Oddziaływania śladów załopatkowych i oddziaływania pól potencjalnych wirników pominięto jako mało znaczące.

Można sądzić, że w takim przypadku znacznie mniejsze ślady spływające z dużą częstotliwością z łopatek wirnika będą szybko zanikać i dlatego oddziaływanie ich na przepływ można pominąć. Znajduje to potwierdzenie w badaniach jednostopniowej turbiny o geometrii podobnej do geometrii z rys. 3.1 ze stosunkiem liczby łopatek wirnika do kierownicy $R = 5$ [Pullan, 2006]. Badania te pokazują szybkie mieszanie się śladów zawirnikowych z przepływem głównym. Już w odległości za wirnikiem równej cięciwie osiowej jego łopatki, ślady są całkowicie wymieszane z przepływem głównym i przepływ jest praktycznie stacjonarny. Straty w kanałach wirnikowych rozpatrywanej turbiny były prawie 2 razy większe niż w kanałach kierownicy. Zmiana rozkładu ciśnienia na łopatkach kierownicy, przy zachowaniu takiego samego obciążenia łopatki, powodowała zmianę sprawności badanej turbiny aż o 1.5% w stosunku do poprzedniej wersji turbiny ze standardowym ułopatkowaniem kierownicy. Zmiana ta wynikała z obniżenia strat w przepływie przez wirnik, straty w kierownicy w obu rozpatrywanych przypadkach były praktycznie takie same. Zmienił się natomiast rozkład strat po wysokości kanału. Badania te wykazują, że przepływ w wirniku jest bardzo czuły na zmiany przepływu w kierownicach.

W układzie względnym dwustopniowej turbiny pokazanej na rys. 3.1 wystąpi znaczące oddziaływanie śladów z pierwszej kierownicy i pola potencjalnego kierownic na przepływ w wieńcu pierwszego wirnika. Poprzez zmianę wzajemnego ustawienia kierownic można wpływać na przepływ w pierwszym wirniku i stąd również na przekazywanie energii od czynnika do wieńca wirującego. Z kolei zróżnicowanie przepływu na obwodzie za wirnikiem, w rezultacie aerodynamicznej interakcji kierownicy i wirnika, wpłynie na straty w drugiej kierownicy.

nicy i stąd na warunki na jej wylocie, które z kolei są warunkami na wlocie do drugiego wirnika. Przepływ na wlocie do drugiego wirnika będzie zależał od wzajemnego oddziaływania głównie śladów i struktur przepływu wtórnego pierwszej i drugiej kierownicy, które będzie zależęć od clockingu kierownic.

Z uwagi na małą względną wysokość kanałów kierownic duży udział w ich stratach będą miały przepływy wtórne, szczególnie przepływ wtórny rozwijający się przy obrzeżu wewnętrznym. Stąd w drugiej kierownicy oddziaływanie z przepływem na jej wlocie będzie bardzo skomplikowane. Oddziaływanie śladów i wirów przepływu wtórnego z pierwszej kierownicy może wpłynąć znacząco na rozwój warstw przyściennych, a szczególnie wirów przepływu wtórnego w drugiej kierownicy. Poprzez clocking kierownic można w tym przypadku badać nie tylko oddziaływanie śladu z warstwą przyścienną, ale również interakcję dużych struktur wirowych przepływu wtórnego. Identyfikacja pozytywnego oddziaływania śladów i struktur przepływu wtórnego, i w rezultacie zmniejszenie strat w drugiej kierownicy, jest bardzo ważna dla zrozumienia tych procesów i uzyskania poprawy sprawności układów łopatkowych turbin wysokoprężnych.

Oddziaływania przepływu w wieńcach wystąpią dla nominalnej częstości obrotów turbiny i dla częstości nienominalnej, gdy napływ czynnika następuje pod nieoptymalnym kątem i układ łopatkowy jest wysoko obciążony. Jak wykazały omówione wcześniej badania warstwy przyściennej na profilu [Cieplucha, Smolny, 1998] turbulencja zawarta w śladzie wpłynie na redukcję oderwania przepływu w kanałach i tym samym na sprawność turbiny. Turbina pokazana na rys. 3.1 może charakteryzować się wyższą sprawnością dla określonego clockingu kierownic i płaską charakterystyką w szerokim zakresie częstości obrotów.

Reasumując rozważania, celem pracy były badania wpływu clockingu kierownic na sprawność dwustopniowej turbiny zbudowanej zgodnie z geometrią pokazaną na rys. 3.1, tj. przy stosunku liczby łopatek wirnika do liczby łopatek kierownicy większym od 4, w której na przepływ w turbinie znacząco będą wpływały oddziaływania pochodzące z pola przepływowego w kierownicach.

Autor dysertacji w kolejnych etapach pracy brał udział w przygotowaniu technik i sond pomiarowych dla identyfikacji pola przepływu w szczelinach międzywieńcowych oraz identyfikacji warstw przyściennych przy pomocy przetworników termooanemometrycznych foliowych [Smolny, Błaszczak, 1995]. Opracowana przez autora technika wytwarzania tych przetworników umożliwiła wczesne rozwinięcie metod identyfikacji warstwy przyściennej na łopatkach oraz pomiary w szczelinach międzywieńcowych w układzie zautomatyzowanym. Koncepcja ta była głównie wypracowana przez autora dysertacji [Smolny et al., 1997]. Pneumatyczne sondy pomiarowe oraz modyfikacja i testowanie tunelu do wzorcowania były wykonywane pod kierunkiem autora dysertacji w ramach grantów KBN, [Smolny et al., 1994], [Smolny et al., 1995], [Pawlak, Smolny, 1997]. Autor opracował również wstępny model oddziaływania przepływu w kierownicach z przepływem w wieńcach wirnikowych i następnie realizował

badania w zespole, który był prekursorem badań zjawiska clockingu w dwustopniowej turbinie w skali światowej [Krysiński et al., 1995].

Dużym wyzwaniem dla autora pracy były pomiary charakterystyk zewnętrznych turbiny w funkcji położenia kierownic, które wymagały precyzyjnych pomiarów ciśnienia, temperatury, momentu i częstości obrotów turbiny pracującej przy stałym stosunku ciśnień. Początkowo pomiary sprawności charakteryzowały się dość dużym rozrzutem, który uniemożliwiał identyfikację małych zmian sprawności w funkcji clockingu kierownic [Smolny, 2000]. Autor na podstawie kilkuletnich badań charakterystyk turbiny doszedł do wniosku, że za rozrzut pomiarów sprawności odpowiedzialne są zmiany ciśnienia na wlocie do turbiny. Stabilizacja zmian ciśnienia na bardzo wysokim poziomie, zrealizowana według koncepcji i pod kierunkiem autora pracy, przy wykorzystaniu elementów układu automatyki badanych w IMP PŁ, zapewniła zmniejszenie rozrzutu pomiarów sprawności turbiny. Otworzyło to zupełnie nowe możliwości badań charakterystyk turbiny w zależności od clockingu kierownic. Było to oryginalne osiągnięcie autora dysertacji [Krysiński et al., 2003].

Autor opracował również koncepcję modyfikacji łopatek wieńca pierwszej kierownicy wprowadzając prostą ich modyfikację, tzw. „szabl kształtne łopatki”. Wykonano dwie pierwsze kierownice turbiny z łopatkami o małej i dużej krzywiznie wzdłuż wysokości łopatki w celu zbadania wpływu kształtu śladu pierwszej kierownicy na sprawność turbiny. W założeniu krzywizna łopatki miała wpływać na rozkład jej obciążenia, które z kolei wpływało na proces formowania się przepływów wtórnych przy obrzeżach kanału kierownicy i śladów w środkowej części kanału. Realizacja tej części pracy pozwoliła zbadać, w jakim stopniu zmiana kształtu śladu, a szczególnie osłabienie lub wzmocnienie przepływów wtórnych na wylocie z pierwszej kierownicy wpływa na sprawność turbiny. Prace realizowane były w ramach grantu KBN pod kierunkiem autora [Smolny, Błaszczak, 2006], .

Ze względu na małe cięciwy i podziałki łopatek wirnika badania eksperymentalne mogły być przeprowadzone tylko w kanałach kierowniczych. Stąd, dla oceny oddziaływań w turbinie, w szczególności na wieńcach wirnikowych, konieczne było połączenie prac eksperymentalnych z obliczeniami numerycznymi, które zostały wykonane w oparciu o komercyjny kod obliczeniowy 3D RANS o nazwie CFX TASCFlow pod kierunkiem autora dysertacji jako głównego wykonawcy [Krysiński et al., 2003] i dalej w ramach grantu kierowanego przez autora [Smolny et al., 2007].

Należy podkreślić, że tematyka oddziaływań aerodynamicznych kierownicy i wirnika w tego typu stopniach turbinowych jest obecnie przedmiotem zainteresowania ośrodków badawczych. W szczególności, badania dotyczące oddziaływania przepływu wtórnego i śladów realizowane są w podobnej geometrycznej, ale jednostopniowej turbinie [Pullan, 2006] oraz w modelach wysokoprężnych turbin, tj. 1.5 stopniowej [Behr et al., 2007] i dwustopniowej turbinie [Behr et al., 2004].

W centrum zainteresowania są również oddziaływania śladów i przepływów wtórnych przy wysokiej częstotliwości łopatkowej. Związane jest to z badaniem oddziaływań aerodynamicznych w wysokoobrotowych turbinach nisko- i wysokoprężnych. Sprawność izentropową wysokoobrotowej turbiny niskoprężnej można uzyskać bardzo wysoką, nawet 93%, ponadto generuje ona znacznie mniejszy hałas niż wolnoobrotowe lotnicze turbiny [Engber et al., 2007]. Rezultaty tych badań potwierdzają słuszność przyjętego przez autora kierunku prac dotyczących badań clockingu kierownic dla geometrii turbiny pokazanej na rys. 3.1.

Rezultaty pracy autora dysertacji przedstawiono w kolejnych rozdziałach.

Rozdział 2 zawiera informacje o podstawach clockingu, możliwości wykorzystania go dla podniesienia sprawności wielostopniowych maszyn przepływowych. Przedstawiono w nim rezultaty wzajemnego oddziaływania śladów, przepływów wtórnych i oddziaływań potencjalnych. Szczególną uwagę zwrócono na pokazanie prawdopodobnych mechanizmów generacji strat i możliwości ich redukcji w przepływie niestacjonarnym przez zjawisko clockingu.

W rozdziale 4 opisano stanowisko badawcze dwustopniowej turbiny. Podano sposób kształtowania łopatek szabłokształtnych pierwszej kierownicy. Opisano techniki i przyrządy pomiarowe zastosowane do badań zmian sprawności turbiny w funkcji clockingu kierownic. Przedstawiono metody identyfikacji przepływu średniego w szczelinach międzywieńcowych oraz przyrządy do badań warstwy przyściennej na profilu.

W rozdziale 5 przedstawiono wyniki badań charakterystyk zewnętrznych turbiny i badań zmian tych charakterystyk w funkcji clockingu kierownic dla różnych obciążeń układu łopatkowego turbiny.

Rozdział 6 zawiera opis badań pola przepływu w kierownicach i obliczenia w kanałach wirnikowych głównie dla nominalnej częstotliwości obrotów. Badania te pozwalają określić możliwości poprawy sprawności turbiny przy optymalnym opływie wieńców łopatkowych turbiny. W szczególności ważne były badania rozkładów ciśnienia na łopatkach kierownic, które są wielkością ujawniającą powstawanie strat w warstwach przyściennych poszczególnych wieńców. Na ich podstawie określono, metodą zaproponowaną przez Dentona [Denton, 1993] zmiany strat w warstwach przyściennych w zależności od clockingu kierownic. W rozdziale 6.2 przedstawiono wyniki badań warstw przyściennych na łopatkach drugiej kierownicy przy pomocy przetworników termooanemometrycznych. Zidentyfikowano oddziaływanie śladu z pierwszej kierownicy na laminarną, przejściową i turbulentną warstwę przyścienną w zależności od clockingu kierownic.

W rozdziale 7 przedstawiono wyniki badań zmian sprawności turbiny wzdłuż wysokości kanału w funkcji clockingu kierownic.

W końcowej części pracy (rozd. 8) zbadano wpływ rodzaju ułopatkowania pierwszej kierownicy na sprawność i straty w rozważanej turbinie. Badania eksperymentalne charakterystyk i obliczenia numeryczne turbiny z pierwszą kierownicą z łopatkami szabłokształtnymi pozwoliły określić wpływ modyfikacji

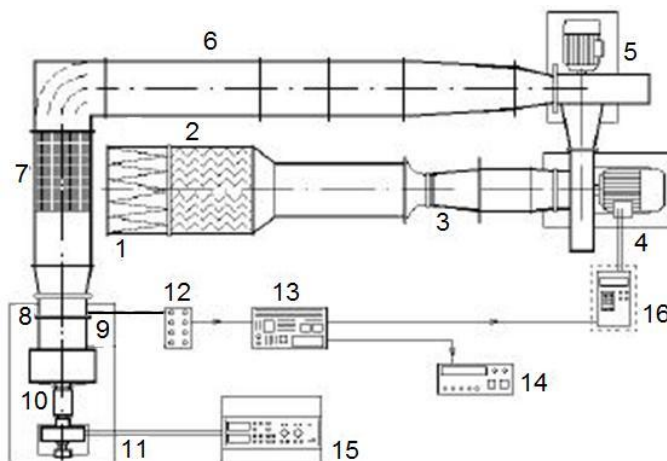
ułopotkowania pierwszej kierownicy na pracę drugiego stopnia i całej turbiny, w szczególności na możliwość poprawy sprawności turbiny w pobliżu obrzeża wewnętrznego. Zbadano również wpływ clockingu kierownic na sprawność i moc turbiny.

Szeroki przegląd literatury, ze zwróceniem uwagi na mechanizmy redukcji strat w zjawisku clockingu oraz przedstawione w pracy badania miały na celu lepsze zrozumienie clockingu kierownic w celu wykorzystania go w procesie konstruowania sprawniejszych stopni turbinowych.

4. OPIS STANOWISKA BADAWCZEGO TURBINY MODELOWEJ TM3-00 I METOD BADAWCZYCH

4.1. Stanowisko badawcze

Schemat stanowiska badawczego turbiny powietrznej TM3-00 z automatycznym układem regulacji ciśnienia wlotowego przedstawiono na rysunku 4.1. Widok ogólny stanowiska i widok drugiej kierownicy pokazano na rys. 4.2.



Rys. 4.1. Schemat stanowiska badawczego dwustopniowej turbiny modelowej TM3-00

- 1 – filtr wlotowy, 2 – tłumik hałasu, 3 – dysza Venturi’ego, 4 – wentylator nr 1,
5 – wentylator nr 2, 6 – rurociąg, 7 – prostownica ulowa z siatkami turbulizującymi,
8 – wymienny pierścień, 9 – turbina, 10 – wał łącznikowy, 11 – hamulec wirorządowy,
12 – przetwornik ciśnienia, 13 – regulator napięcia, 14 – woltomierz, 15 – elektronika hamulca wirorządowego, 16 – falownik

Powietrze zasysane jest do turbiny poprzez filtry workowe tkaninowe (1) zatrzymujące zanieczyszczenia mechaniczne. Oczyszczone powietrze po przejściu przez tłumik hałasu (2) przepływa przez dyszę Venturi’ego, będącą elementem układu pomiarowego strumienia masy. Turbina jest zasilana poprzez dwa, zainstalowane szeregowo, wentylatory promieniowe. Elementem regulującym prędkość obrotową pierwszego wentylatora jest falownik Hitachi J300 (16).

Tłoczone przez wentylatory powietrze przepływa kanałami (6) o przekroju kołowym do turbiny (9). Prostopadłe odcinki kanałów są połączone kolanem zawierającym kierownice, którego celem jest zmiana kierunku strugi powietrza o 90° przy minimalnych stratach ciśnienia. Za kolanem zainstalowana jest prostownica ulowa (7) z siatkami turbulizującymi, których zadaniem jest wyprostowanie strugi oraz wyrównanie profilu prędkości. Odcinki rurociągu bezpośrednio przylegające do turbiny są połączone ze sobą gumowym łącznikiem, który tłumi drgania generowane przez wentylatory. W celu zmniejszenia hałasu emitowane-

go przez stoisko rurociąg wyłożono od wewnątrz dźwiękochłonną matą wykonaną z pianki poliuretanowej.

Moc wytwarzana przez turbinę jest pochłaniana przez hamulec wirowy Schenck W130, którego układ elektroniczny zapewnia utrzymanie stałej częstości obrotów oraz pomiar momentu i mocy turbiny. Hamulec może pracować w układzie stałych obrotów bądź stałego momentu.

Dodatkowym elementem stanowiska jest układ regulacji ciśnienia wlotowego do turbiny. Ciśnienie na wlocie jest mierzone względem otoczenia przy pomocy przetwornika firmy Honeywell. Sygnał wyjściowy z przetwornika podany jest do układu sterującego pracą falownika sprzężonego z silnikiem pierwszego wentylatora.



Rys. 4.2. Ogólny widok dwustopniowej turbiny modelowej oraz wlot do drugiej kierownicy turbiny TM3-00

W przypadku, gdy ciśnienie mierzone przez przetwornik przekroczy dolną lub górną zadaną wartość graniczną, regulator (13) poprzez falownik (14) zmienia odpowiednio częstość obrotów wentylatora zapewniając w ten sposób stałość ciśnienia na wlocie do stoiska.

4.2. Geometria dwustopniowej turbiny modelowej TM3

4.2.1. Geometria podstawowe j wersji turbiny TM3-00

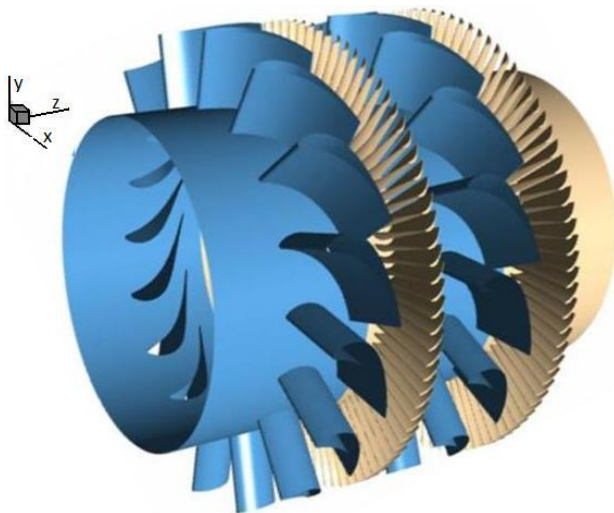
Geometrię podstawowej wersji dwustopniowej turbiny TM3-00, zbudowanej zgodnie z koncepcją przedstawioną w rozdziale 3, pokazano na rys. 4.3 i 4.4. Posiada ona dwa jednakowe koła wirnikowe zawierające po 96 łopatek. Łopatki wieńców wirujących charakteryzują się zmiennym wzdłuż wysokości profilem. Są to oryginalne wieńce turbiny parowej 200 MW obtoczone do średnicy 512 mm i wykonane bez bandaży. Szczegóły konstrukcji koła wirnikowego pokazano na rys. 4.5. Konstrukcja stanowiska zapewnia możliwość precyzyjnego i prostego wielokrotnego demontowania wieńców stacjonarnych i wirujących turbiny dla zmiany oprzyrządowania.

Kierownice turbiny mają po 16 łopatek cylindrycznych o cięciwie $b = 114.3$ mm znacznie większej od cięciwy łopatek wieńców wirujących. Stosunek wysokości łopatek kierownic do jej cięciwy wynosi $H/b = 0.656$, a podziałka względna na średnicy podziałowej wynosi $T/b = 0.743$.

Łopatki kierownic odlano z żywicy syntetycznych. Technika ta zapewniała wymaganą precyzję wykonania. Budowa modułowa turbiny umożliwiała szybką wymianę obu kierownic w czasie badań oraz zmianę na kierownice o innej geometrii ułopatkowania. W tej konfiguracji turbiny przedmiotem badań było wzajemne oddziaływanie kierownic na sprawność turbiny, tj. clocking kierownic.

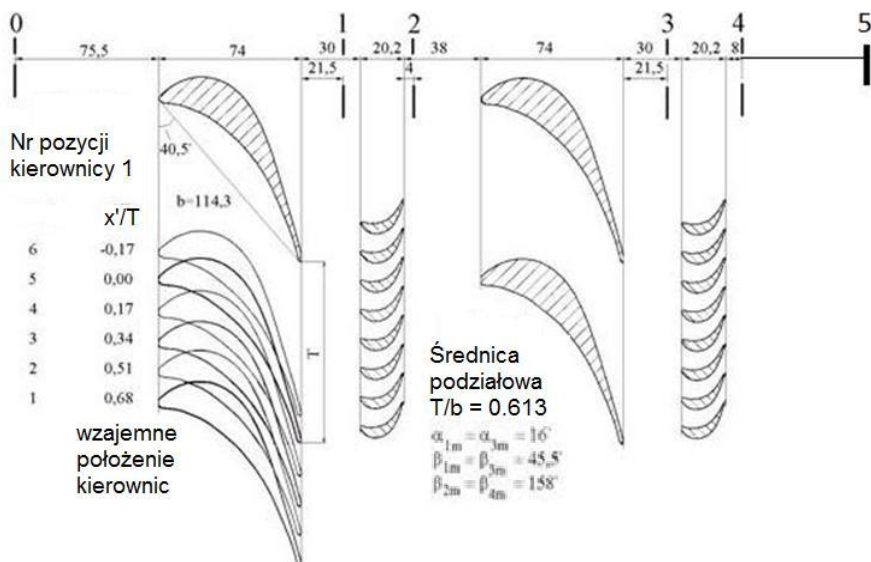
We wzajemnym położeniu zerowym kierownic oznaczonym $x'/T = 0.0$ (pozycja 5 clockingu na rys. 4.4) obie kierownice były ustawione w jednym rzędzie względem siebie. Łopatki drugiego wieńca znajdują się wtedy dokładnie „w cieniu” za łopatkami kierownicy pierwszego stopnia.

Kierownice mogły obracać się niezależnie wokół osi w kierunku obwodowym: pierwsza na 2.2 a druga na 1.2 podziałki łopatek kierownicy. Zmiany ich położenia były realizowane poprzez mechanizmy typu śruba – nakrętka, połączonych pierścieniami zewnętrznymi przez metalowe ciągną.

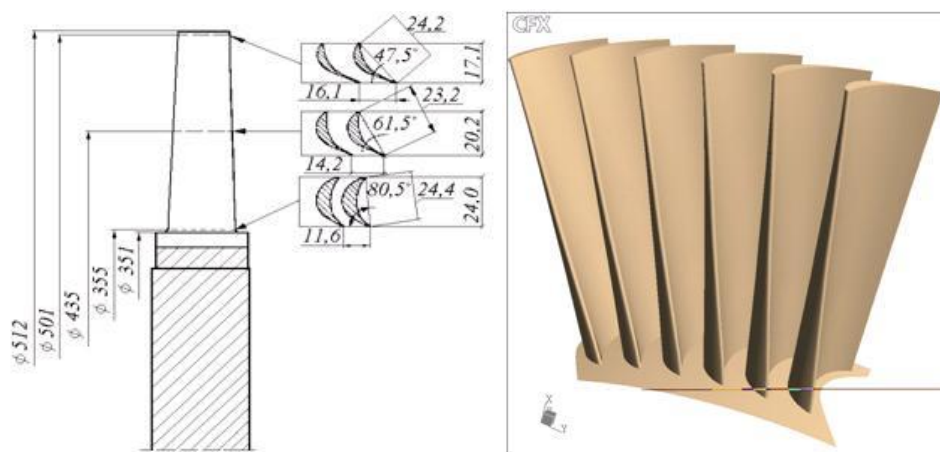


Rys. 4.3. Widok ogólny turbiny modelowej TM3-00

Na zewnętrznej powierzchni pierścieni kierownic naniesiono podziałkę, umożliwiającą dokładne ustawienie i kontrolę ich wzajemnego położenia. Przedstawione stanowisko dwustopniowej turbiny jest jednym z niewielu stanowisk badawczych przystosowanych do badań zjawiska clockingu w dwustopniowej turbinie.



Rys. 4.4. Geometria dwustopniowej turbiny modelowej TM3-00 z zaznaczonymi sześcioma położeniami obwodowymi pierwszej kierownicy względem drugiej



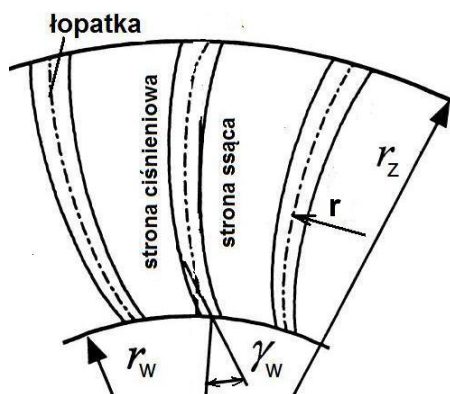
Rys. 4.5. Szczegóły konstrukcji wirnika turbiny TM3-00

4.2.2. Modyfikacja ułopatkowania pierwszej kierownicy turbiny modelowej TM3

W celu prześledzenia wpływu zmian w rozkładzie strefy śladu i struktur wirowych przepływu wtórnego za pierwszą kierownicą na przepływ w turbinie, a w szczególności na wzajemne oddziaływanie kierownic (clocking kierownic), wykonano modyfikację stanowiska turbiny. W pierwszej kierownicy zastosowano przestrzennie kształtowane łopatki w postaci szabli, tzw. „szabl kształtne”,

rys. 4.6. Tego typu kształt łopatki powoduje zmianę rozkładu parametrów przepływu na wylocie z kierownicy w stosunku do przepływu w kierownicy z łopatkami cylindrycznymi. W szczególności rozwój przepływów wtórnych w kierownicy jest ograniczony, a strefa śladu jest rozszerzona i o innym kształcie w stosunku do przepływu na wylocie z kierownicy z łopatkami cylindrycznymi.

Opracowano prosty sposób przestrzennego kształtowania łopatek szabło-kształtnych. Zaprojektowano je jako część bryły toroidalnej (rys. 4.6 i 4.7). Wykonano dwa rodzaje łopatek: jedne o małej krzywiznie (promieniu $r = 175$ mm) i drugie o dużej krzywiznie (promieniu $r = 81.5$ mm). Promienie krzywizny łopatek zostały tak dobrane, by kąt pochylenia profilu w kierownicy γ_w na obrzeżu wewnętrznym (rys. 4.6) wynosił odpowiednio 15° i 30° .



Rys. 4.6. Ustawienie łopatek przestrzennie kształtowanych w kierownicy.

Promień krzywizny łopatek $r = 175$ mm i 81.5 mm.

Kąt γ_w wynosił odpowiednio 15° i 30°



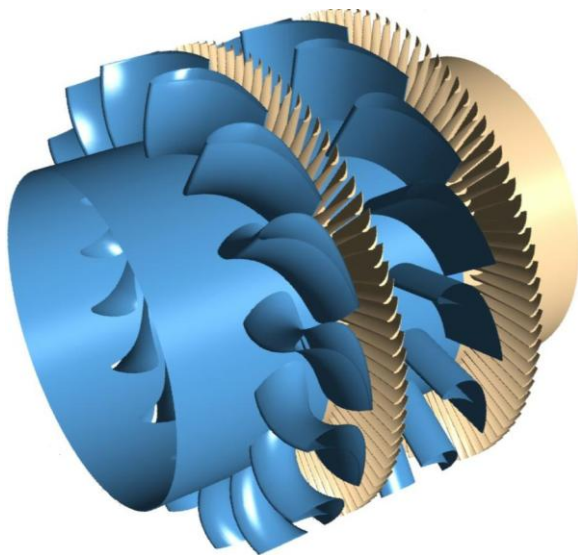
Rys. 4.7. Przestrzennie kształtowane łopatki, tzw. "szabl kształtne", pierwszej kierownicy o większej i mniejszej krzywiznie

Wieniec kierownicy zbudowano tak, by profile łopatki przestrzennej i cylindrycznej wzajemnie przenikały się w środkowej części kanału łopatkowego. Umożliwiło to obróbkę mechaniczną łopatek przestrzennie kształtowanych w prostym przyrządzie, który zapewniał ustawienie łopatki w środkowej części kanału dokładnie takie jak cylindrycznej, a zarys łopatki na obrzeżach kanału wynikał z obrobienia zarysów dolnego i górnego łopatki na odpowiadających im promieniach r_w i r_z . Na rys. 4.7 przedstawiono wykonane łopatki kierownic, a na rys. 4.8 kierownice z łopatkami „szablokształtnymi” o mniejszej i większej krzywiznie łopatek [Smolny, Błaszczak, 2006].



Rys. 4.8. Wykonane kierownice z łopatkami przestrzennie kształtowanymi, tzw. „szablokształtnymi” o większej i mniejszej krzywiznie

Widok na układ przepływowy zmodyfikowanej turbiny oznaczonej TM3-02 pokazano na rys. 4.9. Pierwsza kierownica ma łopatki przestrzennie kształtowane o małej lub dużej krzywiznie, natomiast druga kierownica jest bez zmian i ma łopatki cylindryczne. Geometryczne kąty ustawienia i spływu z łopatek cylindrycznych i krzywoliniowych w środkowej części kanału pierwszej kierownicy były takie same.

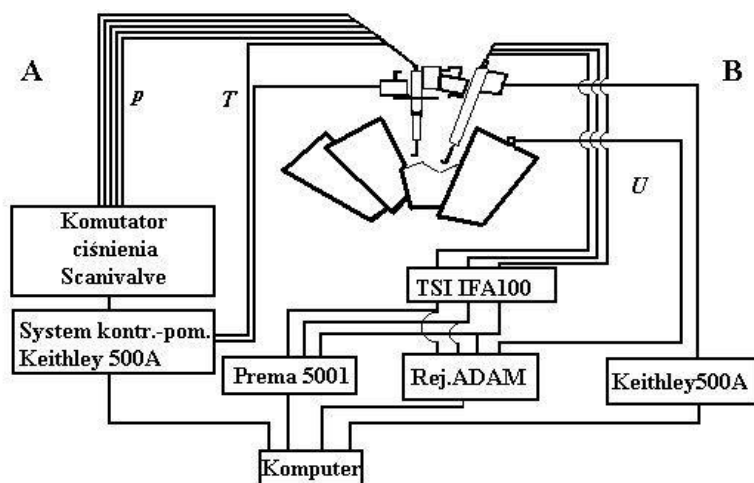


Rys. 4.9. Zmodyfikowana turbina TM3-02 z pierwszą kierownicą z łopatkami przestrzennie kształtowanymi, tzw. „szabl kształtnymi” o dużej krzywiznie

4.3. Układ pomiarowy

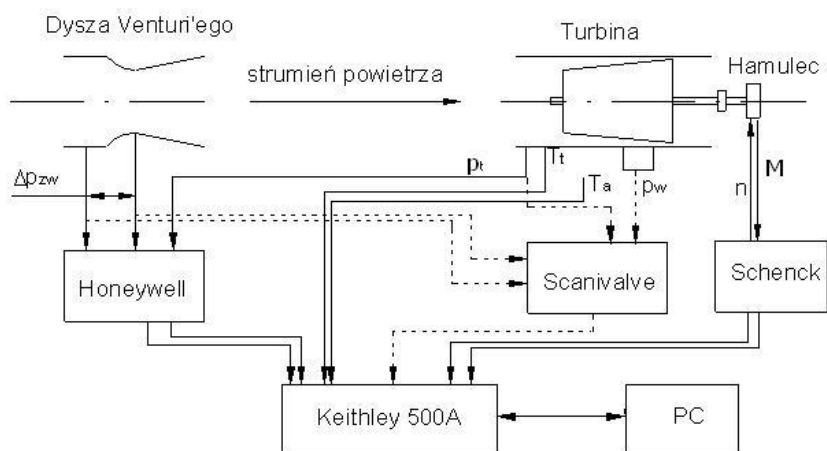
Badania przepływu w turbinie realizowano przy pomocy różnych konfiguracji podstawowego systemu pomiarowego. Do badań przepływu stacjonarnego i niestacjonarnego w szczelinach międzywieńcowych używano systemu pokazanego na rys. 4.10, którego lewa strona służyła do pomiarów stacjonarnych sondami pneumatycznymi pięciootworkowymi, natomiast prawej strony używano do badań niestacjonarnych przy użyciu sond termooanemometrycznych.

Na rysunku 4.11 przedstawiono system pomiarowy do pomiarów charakterystyk zewnętrznych turbiny oraz badań wpływu wzajemnego położenia kierownic na jej sprawność i inne parametry. Dla wyznaczenia sprawności turbiny wykonywano pomiary różnicy ciśnień w dyszy Venturi’ego Δp_{zw} , ciśnienia całkowitego p_t i temperatury całkowitej T_t na wlocie do turbiny (rys. 4.12), temperatury otoczenia T_{ot} oraz momentu M i prędkości obrotowej n turbiny. Pomiar ciśnienia na wlocie do turbiny odbywał się za pomocą sondy ciśnienia całkowitego. Ciśnienia z dyszy Venturi’ego, z jej części dopływowej oraz z gardzieli pobierano poprzez otworki wykonane w obudowie dyszy. Wartości wszystkich sygnałów ciśnieniowych były przekazywane na wejścia przetworników Mera Pnefal (na licencji firmy Honeywell) lub przetworników wielopunktowego systemu do pomiaru ciśnienia firmy Scanivalve i dalej do systemu Keithley’a.

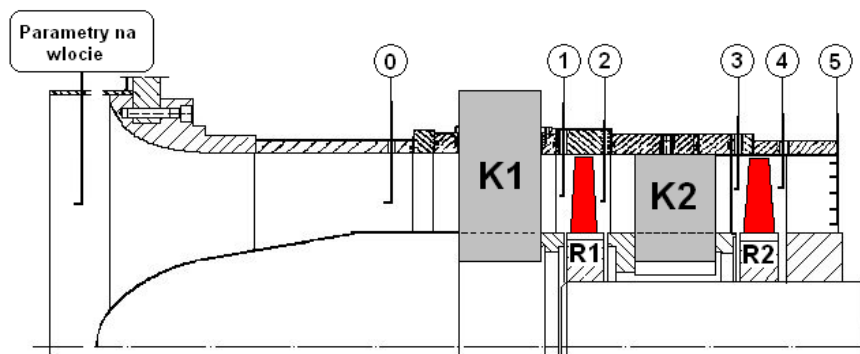


Rys. 4.10. Podstawowy system pomiarowy do pomiarów pola stacjonarnego i niestacjonarnego w szczelinach międzywieńcowych

Parametry wlotowe mierzono w przekroju w rurociągu przed dyszą Wito-szyńskiego (oznaczonym „parametry na wlocie” rys. 4.12), a wylotowe w prze-kroju oznaczonym cyfrą „5”. W tym przekroju umieszczone były sondy grzebie-niowe do pomiaru promieniowego rozkładu ciśnienia i temperatur całkowitych na wylocie z turbiny.



Rys.4.11. System pomiarowy do badań charakterystyk zewnętrznych i wpływu clockingu kierownic na parametry turbiny



Rys. 4.12. Położenie poszczególnych płaszczyzn pomiarowych

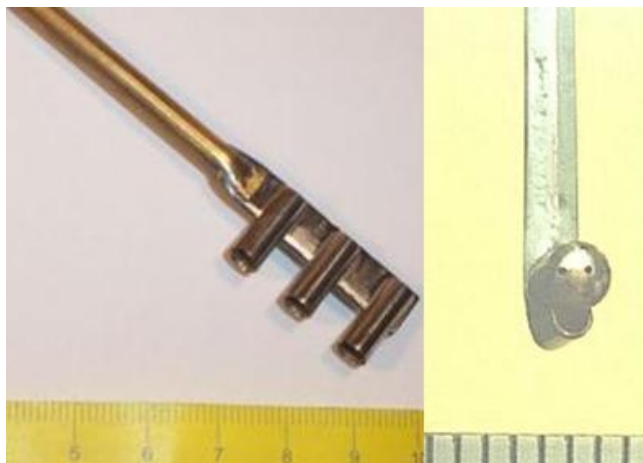
4.4. Pomiary ciśnienia

Do pomiaru rozkładów ciśnienia na łopatkach służył wielopunktowy system pomiarowy firmy Scanivalve z precyzyjnym przetwornikiem o zakresie 17 kPa (2.5 psid) i względnym błędzie granicznym 0.04% zakresu. W badaniach charakterystyk zewnętrznych turbiny do pomiaru ciśnienia na wlocie i spadku na zwężce używano oddzielnych przetworników ciśnienia Mera Pnefal o zakresach zbliżonych do wartości mierzonej. Przetworniki te miały zakresy od 3.5 kPa do 20 kPa i względny błąd graniczny 0.1% zakresu, cechowały się bardzo dobrą stabilnością termiczną i czasową. Zapewniało to wymaganą dokładność i powtarzalność wyników, szczególnie sprawności turbiny określonej z pomiaru mocy na wale.

Sondy do pomiaru ciśnienia, grzebieniową i kulową o średnicy czułki 2.5 mm pokazano na rys. 4.9. Sondy kulowe i termooanemometryczne były wzorcowane w tuneliku w strumieniu swobodnym, który formował się na wylocie z dyszy Witoszyńskiego. Szczegółowo procedury wzorcowania przedstawione są w pracach [Smolny et al., 1994], [Błaszczak, Smolny, 1997]. Aproksymację charakterystyk sond wykonano przy pomocy wielomianów przestrzennych, metodą opracowaną w RWTH Aachen [Poensagen, Gallus, 1991], która zapewniała wysoką dokładność i powtarzalność pomiarów [Smolny, et al., 1994]. Błędy graniczne wynosiły 0.2° dla pomiarów kątów i 0.7 m/s dla pomiarów prędkości strugi.

Pomiary rozkładu ciśnienia na łopatkach pierwszej i drugiej kierownicy realizowano przy pomocy specjalnej łopatki wyposażonej w otworki impulsowe o średnicy 0.3 mm rozmieszczone na stronie ssącej i ciśnieniowej profilu.

Do wzorcowania przetworników ciśnienia wykorzystywano elektroniczny przyrząd do wzorcowania przetworników, tzw. elektroniczny wzorzec firmy Druck DPI 610 LP o zakresie 30 kPa i względnym błędzie granicznym 0.02% zakresu.



Rys. 4.13. Sondy do pomiaru ciśnienia. Po lewej sonda grzebieniowa, po prawej 5-otworkowa o średnicy 2.5 mm z dodatkowym pomiarem temperatury

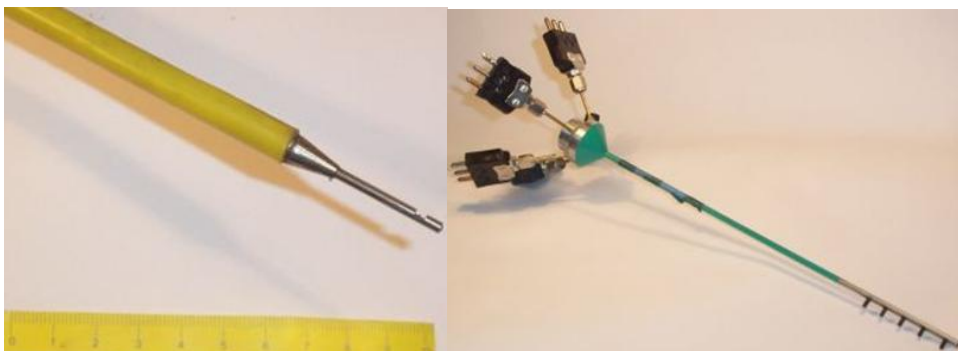
Ciśnienie otoczenia było mierzone przy pomocy przetwornika ciśnienia absolutnego firmy Druck RPT 301 o zakresie od 75 do 115 kPa. Cyfrowy sygnał wyjściowy z przetwornika był bezpośrednio podany na wejście komputera. Względny błąd graniczny pomiaru ciśnienia otoczenia wynosił 0.01% zakresu. Pomiar ciśnienia otoczenia p_{ot} z bardzo dużą dokładnością pozwalał śledzić zmiany ciśnienia otoczenia w trakcie badań i precyzyjnie wyznaczyć stosunek ciśnień w turbinie.

Wilgotność powietrza mierzono przy pomocy psychrometru aspiracyjnego Assmana, błąd graniczny wynosił około 5% wartości mierzonej.

Turbina była wstępnie wygrzewana ~1 godziny w celu zapewnienia utrzymania stałej temperatury T_{wlot} na wlocie do turbiny w czasie badań clockingu kierownic.

4.5. Pomiary temperatury

Pomiary temperatury wykonano przy pomocy termoelementów typu J firmy Omega. Typową sondę z termoelementem pokazano na rys. 4.14. Stosowano również specjalne sondy grzebieniowe do pomiaru rozkładu temperatury po wysokości kanału na wlocie i wylocie z turbiny (rys. 4.14). Przewody z termoelementów prowadzone były w ekranie, podłączonym bezpośrednio specjalną niskoszumową wtyczką do 16-bitowego systemu pomiarowego Keithleya 500 A o rozdzielczości 0.014 K i błędzie granicznym 0.2 K [Keithley, 1992]. System Keithleya posiadał możliwość kontroli temperatury odniesienia termoelementów przy pomocy rezystora i automatycznej kompensacji wpływu temperatury odniesienia.



Rys. 4.14. Sondy do pomiaru temperatury pojedyncza i grzebieniowa

Do wzorcowania i porównania mierzonych temperatur służył miernik wyposażony we wzorcowy element rezystancyjny Pt100 firmy Meratronik o błędzie granicznym 0.1 K. Porównania wskazań termoelementów i rezystora Pt100 wykazały, że pomiary temperatury termoelementami w układzie pomiarowym Keithleya 500 A były powtarzalne w przedziale 0.1 K. Natomiast różnice temperatury pomiędzy poszczególnymi pomiarami w danej serii pomiarowej można było określić z dokładnością do 0.02 K.

Odchylenia standardowe w poszczególnych seriach pomiarowych mierzonej temperatury były bardzo niskie i wynosiły od 0.03 do 0.06 K.

Końcowa eliminacja błędów systematycznych pomiędzy poszczególnymi termoelementami następowała tuż przed rozpoczęciem pomiarów w danym dniu na stojącej turbinie poprzez umieszczenie wszystkich termoelementów na wlocie do turbiny, tj. w przekroju oznaczonym jako „parametry na wlocie” (rys. 4.12) i założeniu tam jednorodnego pola temperatury. Po określeniu poprawek wskazań sond względem sondy referencyjnej stale umieszczonej na wlocie, sonda grzebieniowa (rys. 4.14) była umieszczana w przekroju pomiarowym oznaczonym „5”, rys. 4.12.

4.6. Pomiary w warstwie przyściennej na profilu

W celu oceny zmian przepływu w warstwie przyściennej, wynikających z oddziaływań kierownic, wykonano badania warstw przyściennych rozwijających się na drugiej kierownicy. Początkowo badania realizowano przy pomocy przetworników foliowych wykonanych w Instytucie Maszyn Przepływowych PŁ [Smolny, Błaszczak 1995] a następnie przetworników firmy Dantec. Łopatkę z naklejonymi przetwornikami pokazano na rys. 4.15. Przetworniki firmy Dantec 55R 47 „glue on” rozmieszczono na stronie ssącej (6 sztuk) i na stronie ciśnieniowej (3 sztuki). Przetworniki termoanemometryczne foliowe służą do określenia naprężenia stycznego τ_w pomiędzy płynem a ścianką kanału. Na podstawie rozkładu naprężenia τ_w można określić stan warstwy przyściennej [Smolny, Błaszczak, 1996].



Rys. 4.15. Przetworniki termooanemometryczne foliowe do badań warstw przyściennych

Zależność pomiędzy naprężeniem na ścianie a napięciem z mostka stało-temperaturowego anemometru określili Bellhouse i Schultz [Bellhouse i Schultz, 1968] w postaci równania (4.1), gdzie E jest napięciem wyjściowym z mostka, A stałą określającą stratę ciepła do ścianki, k stałą przetwornika, a ΔT różnicą temperatury pomiędzy przetwornikiem a temperaturą opływającego go czynnika. Wzorcowanie przetwornika jest bardzo trudne, ponadto właściwości przetworników foliowych zmieniają się w czasie. Stąd w praktyce stosuje się metodę uproszczoną zaproponowaną przez Hodsona (Hodsona, et al., 1984), rów. (4.2). Zakłada ona proporcjonalność naprężenia do stosunku z kwadratów napięć z mostka E_0 bez i z przepływem E do trzeciej potęgi.

Niektórzy [Hourmouziadis et al., 1987], [Gombert, Hon, 2001] stosują jeszcze bardziej uproszczoną relację zgodną ze wzorem (4.3), na podstawie której, jak pokazał to Pucher [Pucher i Gohl, 1987], można również w pełni zidentyfikować stan warstwy przyściennej w oparciu o analizę rozkładu na profilu uśrednionych w czasie wartości naprężeń stycznych $\bar{\tau}_w$ i chwilowych naprężeń w postaci τ_{wRMS} .

$$\tau_w = k \left(\frac{E^2 - A^2}{\Delta T} \right)^3 \quad (4.1)$$

$$\tau_w \propto \left(\frac{E^2 - E_0^2}{E_0^2} \right)^3 \quad (4.2)$$

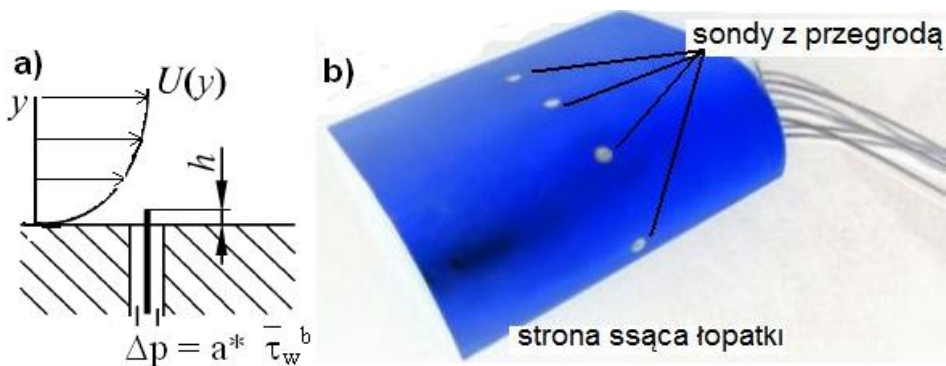
$$\tau_w \propto \left(\frac{E - E_0}{E_0} \right) \quad (4.3)$$

Naprężenia średnie $\bar{\tau}_w$ są w tym przypadku proporcjonalne do sygnału bezpośrednio uśrednionego z napięcia mostka $\bar{E}$, a ściślej do napięcia $\bar{E}$ odniesionego do napięcia bez przepływu E_0 i zapisanego w postaci równania (4.4).

$$\tau_w \propto E^* = \frac{\bar{E} - E_0}{E_0}. \quad (4.4)$$

Rozkład chwilowych wartości naprężeń stycznych jest analizowany w postaci τ_{wRMS} proporcjonalnych do e_{RMS} zmiennej części napięcia sygnału mostka w postaci $\tau_{wRMS} \propto e_{RMS}/E_0$. Odniesienie sygnałów do wartości sygnału bez przepływu E_0 pozwala zredukować różnice pomiędzy poszczególnymi przetwornikami. Częstość próbkowania sygnału z przetworników wynosiła 20 kHz, czas próbkowania 30 sekund.

Ponieważ temperatura całkowita na wlocie do turbiny była stosunkowo wysoka ($T_t = 320$ K) w celu otrzymania niezależnych informacji o zmianach naprężenia stycznego na ścianie w warstwie przyściennej, wykonano dodatkowo łopatkę z tzw. przegrodami czyli miniaturowymi sondami ciśnienia, rys. 4.16. Pozwoliły one na podstawie jedynie spadku ciśnienia Δp na przegrodzie o wysokości $h = 0.1$ mm, otrzymać informację o średnich naprężeniach stycznych w warstwie przyściennej. Charakterystyka statyczna sond z przegrodą wyraża się w postaci $\Delta p = a \cdot \bar{\tau}_w^b$, gdzie Δp jest spadkiem ciśnienia na przegrodzie. Współczynnik „a” zależy od wysokości przegrody, natomiast wykładnik potęgi „b” ma wartość stałą [Smolny, 1986] w szerokim zakresie zmian liczby Re odniesionej do wysokości przegrody h , co daje możliwość zbadania zmian naprężenia stycznego na ścianie w funkcji clockingu kierownic. W pracy lokalne wartości naprężenia odnoszono do naprężenia uśrednionego z pomiarów clockingu na podziałce kierownicy. Sondy z przegrodą rozmieszczono tylko na stronie ssącej łopatki w strefie laminarnej, przejściowej i turbulentnej warstwy przyściennej.



Rys. 4.16. a) Sposób pomiaru naprężenia stycznego $\bar{\tau}_w$ przy pomocy przegrody, b) łopatka z sondami z przegrodą do badań warstwy przyściennej

4.7. Określenie sprawności turbiny

Sprawności turbiny określano ze wzoru na sprawność izentropową (4.5). Dla małych spadków ciśnienia w turbinie w stosunku do ciśnienia absolutnego można relację (4.5) rozwinąć w szereg otrzymując bardzo prostą postać. Zlinearyzowane równanie (4.6), w którym Δp jest spadkiem ciśnienia w turbinie a p_{wlot} ciśnieniem absolutnym na wlocie do turbiny było bardzo wygodne dla realizacji automatyzacji stanowiska i oszacowania niepewności pomiaru sprawności turbiny, gdyż wszystkie człony mają wykładnik potęgi 1, więc niepewność całkowita będzie równa pierwiastkowi z sumy kwadratów poszczególnych jego składników niepewności względnych odniesionych do wartości mierzonych [Solomon, 2002].

Zmiany lokalne sprawności, tj. sprawność termodynamiczną $\eta_{ter}(h/H)$, po wysokości kanału przepływowego określano z równania (4.7) na podstawie temperatury całkowitej mierzonej na wlocie i uśrednionego obwodowo na podziałce kierownicy rozkładu temperatury całkowitej $T_{wyLOT}(h/H)$ i ciśnienia całkowitego $p_{wyLOT}(h/H)$ na wylocie z turbiny.

$$\eta = \frac{2\pi n M}{\dot{m} c_p T_{wlot} \left[1 - \left(\frac{p_{wlot}}{p_{wyLOT}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (4.5)$$

$$\eta_l = \frac{2\pi n M}{\dot{m} c_p T_{wlot}} \frac{p_{wlot}}{\Delta p} \frac{\kappa}{\kappa-1} \quad (4.6)$$

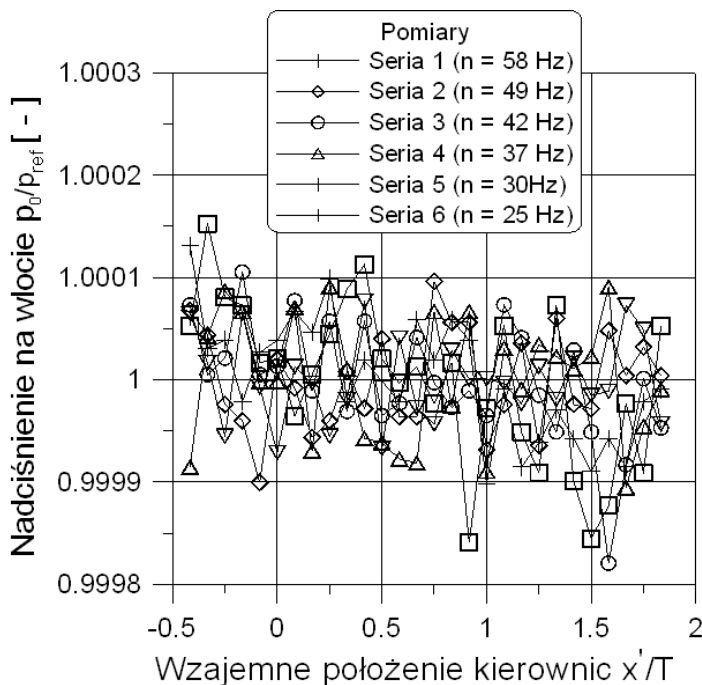
$$\eta_{ter}(h/H) = \frac{T_{wlot} - T_{wyLOT}(h/H)}{T_{wlot} \left[1 - \left(\frac{p_{wlot}}{p_{wyLOT}(h/H)} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (4.7)$$

Parametry na wlocie do turbiny były mierzone w przekroju oznaczonym „parametry na wlocie”, natomiast parametry na wylocie w przekroju kontrolnym oznaczonym cyfrą „5” na rys. 4.12.

Sygnał w układzie automatycznego sterowania turbiną pobrany był z przetwornika ciśnienia mierzącego ciśnienie na wlocie (rys. 4.1) i podany do układu sterowania falownikiem. Był on proporcjonalny do ciśnienia Δp , które było różnicą ciśnienia na wlocie i ciśnienia otoczenia, równanie (4.6). Stałość nadciśnienia Δp w turbinie w trakcie badań clockingu kierownic pokazano na rys. 4.17. Zmiany nadciśnienia Δp na wlocie do turbiny w poszczególnych seriach wyników badań były w paśmie 5 Pa. Pokazane na rysunku zmiany ciśnienia odniesione do jego wartości średniej są poniżej 0.03%. Dla przykładu w ETH Zurych, na stoisku do badań clockingu kierownic i wirników, utrzymywano stabilność ci-

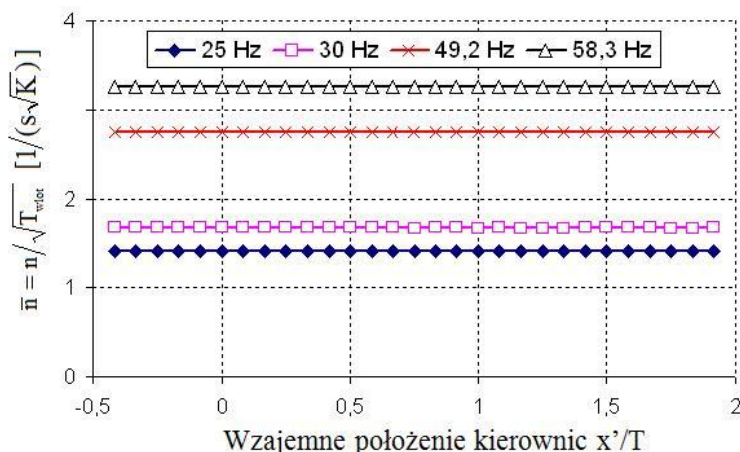
śnienia na wlocie ± 40 Pa, co dawało względną stabilność nadciśnienia w turbinie 0.1% [Schielinger, 2005]. Podobnie w swoich badaniach clockingu kierownic postępował Solomon [Solomon, 2002].

Drugim ważnym parametrem, który utrzymywany był na stałym poziomie dla zapewnienia pomiarów w tym samym punkcie charakterystyki była zredukowana częstość obrotów turbiny. Na rys. 4.18 przedstawiono przykładowe rozkłady tego parametru dla różnych zredukowanych częstości obrotów $\bar{n} = n/\sqrt{T_{wlot}}$. Badania w powtarzanych seriach wykonywano zawsze dla tej samej częstości zredukowanej. Na rys. 4.19 pokazano jej zmiany w poszczególnych seriach badań dla częstości znamionowej $n = 49$ Hz. Zmiany częstości zredukowanej nie przekraczały 0.3% średniej wartości częstości obliczonej dla wszystkich serii badań.

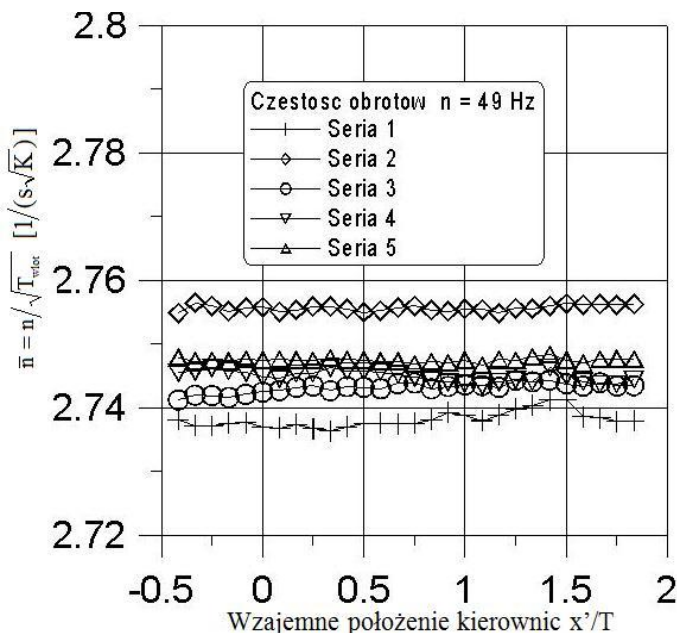


Rys. 4.17. Przykładowe zmiany ciśnienia na wlocie do turbiny względem ciśnienia otoczenia w badaniach clockingu kierownic

Badania rozkładów momentu, mocy, strumienia masy i sprawności turbiny w funkcji clockingu kierownic realizowano na rozpiętości 2.2 podziałki kierownic (rys. 4.4), co pozwalało na określenie powtarzalności małych zmian tych parametrów z podziałką. Badania powtarzano kilkakrotnie zgodnie z metodą identyfikacji clockingu zastosowaną przez Barankiewicza (rys.2.71), przy czym liczba pomiarów w poszczególnych seriach były stosunkowo nieduże i wynosiły od 200 do 500 próbek.



Rys. 4.18. Przykładowe zmiany zredukowanej częstotliwości obrotów w badaniach clockingu kierownic dla różnych częstotliwości obrotów turbiny



Rys. 4.19. Przykładowe zmiany zredukowanej częstotliwości obrotów w poszczególnych seriach badań, nominalna częstota obrotów

Rozkład średniego ciśnienia całkowitego w przekroju wylotowym turbiny określono z pomiarów przy pomocy grzebieniowej sondy Pitota umieszczonej w przekroju „5”, w odległości 1.1 cięciwy profilu kierownicy, za płaszczyzną wylotową drugiego wirnika, (rys. 4.8). Pięć czulek sondy grzebieniowej było umiesz-

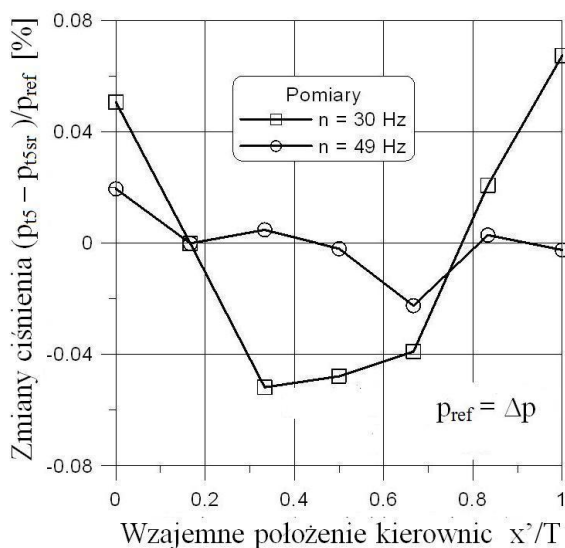
czonych na wysokości kanału przepływowego w środku pierścieni o równych polach.

W celu sprawdzenia stałości średniego ciśnienia w płaszczyźnie wylotowej, tj. w przekroju 5 na rys. 4.12, w zależności od położenia kierownic wykonano pomiary ciśnienia dla sześciu wybranych wzajemnych położenia kierownic. Dla każdego położenia kierownic wykonano pomiary ciśnienia całkowitego sondą grzebieniową w 13 punktach równomiernie rozłożonych na podziałce kierownicy i w pięciu punktach po wysokości kanału. Na podstawie wykonanych pomiarów określano średnią wartość ciśnienia w płaszczyźnie wylotowej „5”, tj. uśrednioną po obwodzie na podziałce kierownicy i po wysokości kanału przepływowego. Podobnie postępował Huber w swojej pracy dotyczącej clockingu kierownic w dwustopniowej turbinie [Huber et al., 1996]. Na rysunku 4.20 pokazano różnicę ciśnień pomiędzy uśrednionym powierzchniowo ciśnieniem p_{15} dla poszczególnych położenia kierownic a ciśnieniem p_{15sr} uśrednionym dodatkowo ze wszystkich średnich ciśnień p_{15} dla wszystkich położenia kierownic. Różnicę ciśnień odniesiono do spadku ciśnienia w turbinie, $\Delta p = p_{ref}$.

Pomierzone uśrednione powierzchniowo ciśnienia p_{15} porównano ponadto z ciśnieniami uśrednionymi masowo w przekroju 5 na podstawie obliczeń przepływu wykonanych przy pomocy programu CFD 3D TASKFlow. Różnice pomiędzy ciśnieniami uśrednionymi powierzchniowo i masowo były niewielkie, tj. poniżej 0.2% ich wartości.

Na podstawie wykonanych pomiarów i obliczeń średnich ciśnień na wylocie z turbiny pokazanych na rys. 4.20 można przyjąć, że ciśnienie całkowite na wylocie z turbiny jest stałe i nie zmienia się w funkcji clockingu kierownic. Ciśnienie na wylocie z turbiny można uznać za stałe również dla częstości obrotów odbiegających od nominalnych, zmiany ciśnienia są tutaj poniżej 0.1% spadku ciśnienia w turbinie. Potwierdza się spostrzeżenie Bohna [Bohn et al., 2005] o stałości ciśnienia całkowitego na wylocie z turbiny przy zmianie wzajemnego położenia kierownic. Stwierdzenie to jest słuszne również dla częstości mniejszych od nominalnych, przy czym zmiany ciśnienia rosną dla malejących częstości obrotów. Niewielkie, ale regularne zmiany ciśnienia całkowitego na wylocie, szczególnie dla $n = 30$ Hz, świadczą o bardzo dobrej powtarzalności pomiarów ciśnienia całkowitego. Bezwzględne wartości zmian ciśnienia na wylocie wynosiły około 6 Pa dla częstości nominalnej.

Z przeprowadzonych badań wynika, że sprawności turbiny określone przy założeniu stałości średniego ciśnienia całkowitego na wylocie z turbiny oraz obliczane przy założeniu na wylocie z turbiny ciśnienia otoczenia będą się różniły się o stałą wartość. Dla identyfikacji zmian sprawności turbiny w funkcji clockingu nie ma to zatem znaczenia.



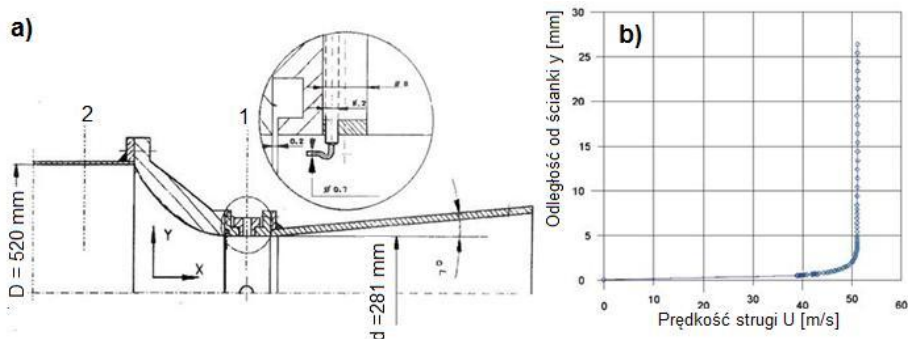
Rys. 4.20. Zmiany ciśnienia całkowitego na wylocie z turbiny w funkcji położenia kierownicy. Ciśnienie p_{15sr} jest ciśnieniem uśrednionym ze wszystkich wzajemnych położenia kierownicy

Turbina była wstępnie wygrzewana. Zmiany temperatury ze względu na wydmuch do dużej przestrzeni laboratorium były stosunkowo wolne i cechowały się ciągłością. Dla danej serii pomiarów zmiany te były małe (~ 1 K) i następowały w długim czasie, tj. kilkunastu minut i można przyjąć, że turbina pracowała w tym samym punkcie pracy w danej serii pomiarów. W tych warunkach sprawność turbiny zależna była zatem tylko od mocy i strumienia masy.

4.8. Pomiar strumienia masy

Pomiar strumienia masy na stanowisku turbiny TM3-00 zrealizowano przy pomocy dyszy Venturiego pokazanej na rys. 4.21. Część wlotowa miała zarys dyszy Witoszyńskiego, co zapewniało bardzo równomierny rozkład prędkości w gardzieli dyszy Venturiego. Znakomicie upraszczało to wzorcowanie i kontrolę jej pracy.

Pomiar strumienia masy jest bardzo ważny dla określenia sprawności turbiny, ponieważ dokładność pomiaru strumienia masy ma największy udział w niepewności pomiaru sprawności turbiny, co wykazały analizy niepewności pomiaru przeprowadzone w kilku pracach [Solomon, 2002], [Pfau, 2003], [Behr, 2007].



Rys. 4.21. Pomiar strumienia masy przy pomocy dyszy Venturiego. a) schemat dyszy Venturiego z sondą do pomiaru prędkości strugi, b) przykładowy rozkład prędkości w gardzieli dyszy

Strumień masy zgodnie z normą dotyczącą zastosowania dyszy Venturiego do pomiaru strumienia masy w rurociągu o przekroju kołowym wyrażony jest przez następujące równanie:

$$\dot{m} = \frac{\pi}{4} \frac{C \varepsilon d^2}{\sqrt{1 - \beta^4}} \sqrt{2 \Delta p_{zw} \rho}, \quad (4.8)$$

gdzie C jest współczynnikiem przepływu, który jest związany z liczbą przepływu $\alpha = C / \sqrt{1 - \beta^4}$, $\beta = d/D$ jest stosunkiem średnic w gardzieli dyszy i na odcinku dolotowym (rys. 4.21), ε – liczbą ekspansji, Δp_{zw} – spadek ciśnienia w dyszy, ρ – gęstością powietrza po stronie dopływowej dyszy.

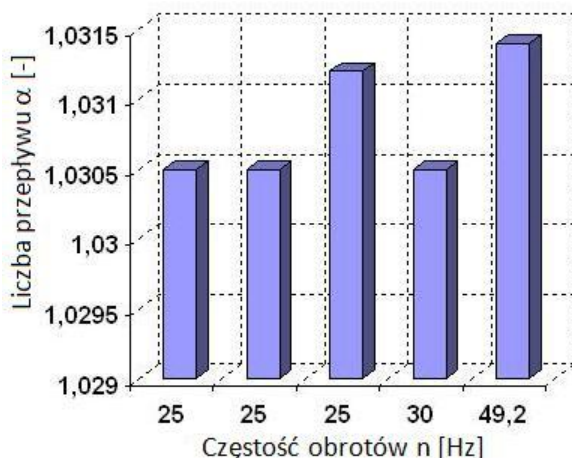
Przedstawiony na rysunku zarys dyszy Venturiego nie jest znormalizowany i stąd konieczne było określenie współczynnika przepływu C , a w zasadzie liczby przepływu α poprzez wzorcowanie. Wzorcowanie przeprowadzono w miejscu zamocowania dyszy. Rzeczywisty strumień masy określony został poprzez pomiar rozkładu prędkości w gardzieli dyszy. Rozkład prędkości wyznaczono z pomiarów ciśnienia całkowitego miniaturową sondą Pitota i z pomiaru ciśnienia statycznego na ścianie. Przykładowy rozkład prędkości w gardzieli dyszy pokazano na rys. 4.21b. Widoczne jest, że rdzeń przepływu poza warstwą przyścienną charakteryzował się bardzo równomiernym profilem prędkości.

Pomiaru temperatury dla wyznaczenia gęstości powietrza dokonywano po stronie dopływowej, punkt nr 2 odbioru ciśnienia na rys. 4.21. Wzorcowanie dyszy Venturiego sprowadzało się do wyznaczenia strumienia masy na podstawie określonego rozkładu prędkości z uwzględnieniem warstwy przyściennnej i dalej obliczenia współczynnika C (liczby przepływu α) z równania (4.8).

Wykonano szereg badań testowych i obliczono liczby przepływu α . Przykładowe wyniki oszacowania liczby przepływu α powyższą metodą w rozpatrywanym zakresie częstości obrotów turbiny przedstawiono na rys. 4.22. Różnice w liczbie przepływu α były niewielkie, szczególnie mały rozrzut uzyskano z po-

miarów różnicowymi przetwornikami Mera Pnecal. Średnia wartość liczby przepływu α ze wszystkich serii pomiarowych wyniosła 1.030 a współczynnika $C = 0.985$, ich odchylenia standardowe dla wartości średniej współczynnika C lub α były praktycznie równe i wynosiły 0.07% ich wartości.

Wartość współczynnika C określona na podstawie normy PN-EN ISO 5167-4 dla klasycznej dyszy Venturiego wynosiła 0.9736 i różniła się o 0.5% od wyznaczonej średniej wartości podanej powyżej.



Rys. 4.22. Przykładowe wyniki pomiarów liczby przepływu α pomierzonej w zakresie zmian częstości obrotów turbiny

Dysza Venturiego pracowała w zakresie liczb Reynoldsa 0.9 do $1.1 \cdot 10^6$ odniesionej do średnicy w gardzieli dyszy. Z badań współczynnika przepływu C przedstawionych w pracy Pfaua [Pfau, 2003] wynika, że w tym zakresie liczb Re współczynnik C dla klasycznej zwężki Venturiego, a zatem i liczba przepływu, zmienia się bardzo mało i można przyjąć ich stałą wartość. Z rys. 4.22 widoczne jest również, że zmiany liczby przepływu są pomijalne w powyżej podanym zakresie liczb Re obejmującym pełny zakres zmian częstości obrotów turbiny.

Sposób oceny niepewności pomiaru został przedstawiony w przewodniku GUM (Guide to Expression of Uncertainty In Measurement) wydanym również przez GUM, zawiera on procedury postępowania dla oceny niepewności pomiarów. Zakłada on, że w analizie błędów mamy do czynienia tylko z błędami przypadkowymi. Definiuje pojęcie niepewności pomiaru jako parametru związanego z wynikiem pomiaru charakteryzującym rozrzut wartości, które w uzasadniony sposób można przypisać wielkości mierzonej. Szczegółowe informacje o sposobie obliczania niepewności z licznymi przykładami można znaleźć w pracy Cieplucha [Cieplucha, 2005].

Ogólnie biorąc zgodnie z GUM [Cieplucha, 2005] na niepewność wyniku pomiaru składa się szereg czynników, które można pogrupować w dwie kategorie, tj. niepewności typu A i typu B. Wartość niepewności typu A wyznacza się

metodami statystycznymi na podstawie estymaty odchylenia standardowego dla wartości średniej. Natomiast niepewność typu B, wyrażona również w postaci odchylenia standardowego, reprezentuje inne niepewności występujące w pojedynczym pomiarze. Łączna niepewność wyniku pomiaru w postaci złożonej niepewności standardowej $u_C(x)$ (rów. 4.9) jest oceną wyniku pomiaru i obejmuje wszystkie zidentyfikowane źródła błędów. Jest ona sumą niepewności składowych typu A wyrażonych przez odchylenie standardowe dla wartości średniej $u_A(x)$ i niepewność pojedynczego pomiaru $u_B(x)$ związanej w dużej części z aparaturą pomiarową.

$$u_C(x) = \sqrt{u_A^2(x) + u_B^2(x)} \quad (4.9)$$

gdzie $u_A(x) = S_x / \sqrt{n}$, S_x jest estymatą odchylenia standardowego danej serii pomiarów a n liczbą pomiarów w serii.

Niepewność całkowitą $u_C(x)$ można zmniejszyć przede wszystkim przez zmniejszenie niepewności typu $u_A(x)$, która zależy od liczby pomiarów n . Zwiększając liczbę pomiarów zmniejszamy niepewności typu A. Przy takim postępowaniu złożona niepewność standardowa $u_C(x)$ będzie zależała głównie od niepewności typu $u_B(x)$, tj. niepewności pojedynczego pomiaru. Może się ona zmieniać w poszczególnych seriach pomiarów, natomiast w danej serii powinna mieć stałą wartość. Wtedy wpływ niepewności typu B w identyfikacji zmian sprawności czy też innych parametrów można ograniczyć powtarzając serie pomiarowe i odpowiednio je opracowując, jak to czynił Barankiewicz (rys. 2.71).

Podobnie do Barankiewicza postępował Solomon [Solomon, 2002], który zwiększał liczbę pomiarów w serii, gdy wzrastał ich rozrzut, kontrolując w ten sposób niepewność typu A.

W literaturze [Solomon, 2002], [Pfau, 2003], [Behr, 2007] operuje się również niepewnością rozszerzoną $U(x)$ wyrażoną równaniem 4.10, która jest wielokrotnością niepewności złożonej.

$$U(x) = k \cdot u_C(x) \quad (4.10)$$

Przy założeniu, że wielkość mierzona charakteryzuje się rozkładem normalnym, zwykle przyjmuje się współczynnik rozszerzenia równy $k = 2$, co odpowiada poziomowi ufności 95,45% [Cieplucha, 2005].

W odniesieniu do strumienia masy niepewność rozszerzona określona dla nominalnej częstości obrotów dwustopniowej turbiny w ETH Zurich stosowanej do badań clockingu kierownic i wirników wynosiła 0.26% wartości mierzonej [Pfau, 2003]. W badaniach clockingu kierownic Solomona [Solomon, 2002] również w dwustopniowej turbinie niepewność rozszerzona dla pomiaru strumienia masy wynosiła 0.15%. Natomiast w pracy Behra z ETH Zurich [Behr, 2007] dotyczącej badań clockingu w wysokoobciążonej 1½ stopniowej turbinie podano, że złożona niepewność standardowa $u_C(m)$ (rów. 4.9) w odniesieniu do strumienia masy wynosiła 0.11% wartości mierzonej.

W celu określenia niepewności pomiaru strumienia masy na stanowisku turbiny przeprowadzono szereg testów sprawdzających metodę określania liczby przepływu α z pomiarów profilu prędkości sondą Pitota, jak również przeprowadzono ocenę możliwości identyfikacji małych zmian strumienia masy i ich powtarzalności. W tym celu przeprowadzono dodatkowy eksperyment, w którym wykorzystano istnienie jednorodnej strugi w gardzieli dyszy poza warstwą przyścienną, co pozwalało na niezależny dodatkowy pomiar strumienia masy.

Sondę Pitota przesunięto poza warstwę przyścienną do jednorodnego strumienia. W oparciu o jednopunktowy pomiar prędkości w strudze głównej, z uwzględnieniem grubości warstwy przyściennej z poprzednich pomiarów, określono prędkość i strumień masy, który porównano ze strumieniem masy określonym ze spadku ciśnienia na zwężce dla wyznaczonej wartości liczby przepływu α . Wyniki pomiarów strumienia masy w funkcji położenia kierownic przedstawiono na rys. 4.23.

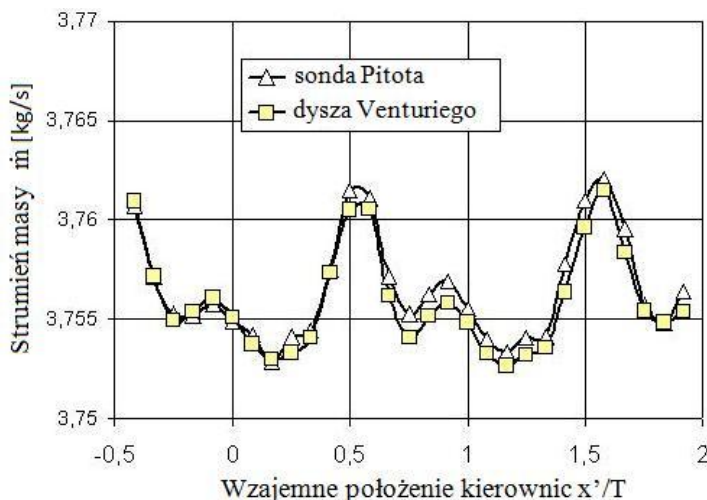
Widoczne jest, że obie metody dla wyznaczonej liczby przepływu dały takie same przebiegi i były w stanie określić nawet bardzo małe zmiany strumienia masy w funkcji clockingu kierownic. Znakomicie widoczna jest powtarzalność zmian strumienia masy zgodnie z podziałką kierownicy. Na podstawie przedstawionych na rys. 4.23 pomiarów porównawczych można przyjąć, że wartość liczby przepływu została określona poprawnie.

W następnym teście sprawdzono powtarzalności rozkładów strumienia masy w funkcji clockingu kierownic. Przykładowe wyniki pomiarów dla częstości obrotów turbiny $n = 30$ Hz pokazano na rys. 4.24. Na rysunku przedstawiono wyniki z dwu serii badań strumienia masy wykonane przed i po realizacji programu badań clockingu kierownic.

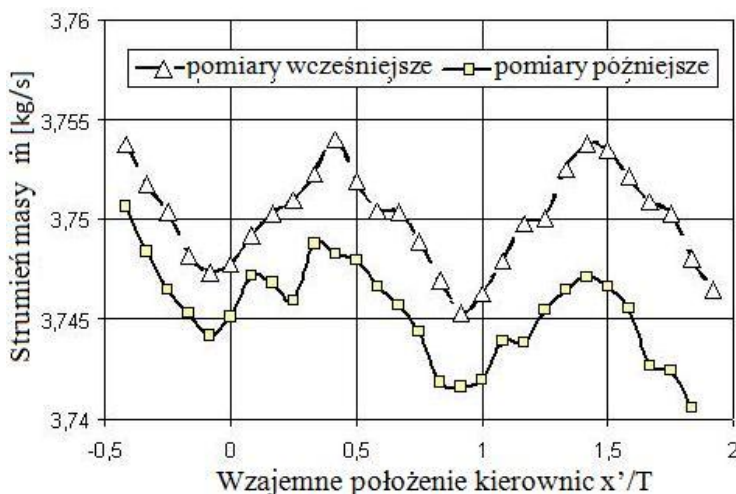
Oba przebiegi wykazują pełną zgodność odnośnie położenia wartości ekstremalnych. Przebiegi różnią się tylko stałą wartością wynoszącą 0.14% średniej wartości strumienia masy. Można stąd sądzić, że niepewność typu B ma charakter stały w danej serii pomiarów. Po określeniu wartości średnich strumienia masy z położen na podziałce można określić względne strumienie, których przebiegi są w zgodzie ze sobą, co pokazano w rozdziale 5.

Różnica w rozkładach strumienia masy, rys. 4.24, mniejsza niż rozszerzona niepewność pomiaru strumienia masy określona dla dwu stopniowej turbiny w ETH Zurich, która wynosi 0.26% wartości mierzonej [Pfau, 2003]. Mieści się również wewnątrz zakresu niepewności rozszerzonej określonej przez Solomona [Solomon, 2002] i wynoszącej 0.15% wartości mierzonej.

Wyniki badań powtarzalności zmian strumienia masy w szerszym zakresie przedstawiono w następnym rozdziale. Na podstawie tych badań można stwierdzić, że system pomiarowy umożliwiał identyfikację nawet bardzo małych zmian strumienia masy mieszczących się w paśmie niepewności pomiaru obliczonych dla stanowisk do badań zjawiska clockingu [Solomon, 2002], [Pfau, 2003], [Behr 2007].



Rys. 4.23. Wyniki pomiarów pomiaru strumienia masy zwężką Venturiego i sondą Pitota w funkcji clockingu kierownic dla częstotliwości obrotów turbiny $n = 25$ Hz



Rys. 4.24. Powtarzalność rozkładów strumienia masy w funkcji clockingu kierownic dla dwu serii badań

Należy podkreślić, że zarówno w pracach ośrodka ETH Zurich jak i w pracach Salomona nie pokazano zmian strumienia masy w funkcji clockingu kierownic lub wirników.

Końcowe oszacowanie niepewności pomiaru strumienia przeprowadzono zgodnie z wnioskami Behra [Behr, 2007]. Stwierdził on, że na względną niepewność złożoną strumienia masy $u_c(m)/m$ w 53% miała wpływ dokładność określenia współczynnika C i w 45% dokładność pomiaru spadku ciśnienia na zwężce Venturiego. Pozostałe wpływy pochodzące od temperatury, wilgotności powie-

trza, ciśnienia absolutnego i innych wielkości we wzorze 4.8 stanowiły tylko 3% niepewności i mogły być pominięte. Oszacowana na tej podstawie złożona niepewność standardowa strumienia masy na stanowisku turbiny TM3-00 wynosiła 0.14% jego wartości średniej dla częstości nominalnej turbiny.

Przecieków w wentylatorach i w uszczelnieniach labiryntowych turbiny nie uwzględniono. Pomiary wykonane przez Pfaua pokazują, że strumień masy przeciekający przez labirynty jest funkcją spadku ciśnienia w turbinie, stąd przy stałym nadciśnieniu na wlocie można przyjąć, że mają one wartość stałą w czasie badań clockingu kierownic.

4.9. Ocena niepewności pomiaru sprawności turbiny

W tej części pracy przedstawione zostaną problemy związane z określeniem dokładności pomiaru sprawności turbiny, która jest wyznaczona z pomiaru pośredniego na podstawie pomiarów poszczególnych wielkości we wzorze (4.1). Wyniki oszacowania złożonej niepewności standardowej lub niepewności rozszerzonej najlepiej zrealizować w oparciu o zależność zlinearyzowaną (4.2). Jeśli funkcja ma postać iloczynu potęgowego jak relacja (4.2), to względna niepewność będzie sumą składowych niepewności względnych zgodnie z propagacją niepewności w pomiarach pośrednich [Cieplucha, 2005] i może być wyznaczona z relacji podanej poniżej.

Jeśli funkcja ma postać iloczynu potęgowego

$$Y = k \cdot X_1^a \cdot X_2^b \cdot X_3^c \cdot \dots \quad (4.11)$$

A wykładniki $a, b, c, \dots$ są liczbami rzeczywistymi, to względną niepewność wyznaczamy z relacji

$$\frac{U_c(Y)}{Y} = \sqrt{\left(\frac{a \cdot u_c(X_1)}{X_1}\right)^2 + \left(\frac{b \cdot u_c(X_2)}{X_2}\right)^2 + \left(\frac{c \cdot u_c(X_3)}{X_3}\right)^2 + \dots} \quad (4.12)$$

Równanie wynikające z równania zlinearyzowanego (4.6) dla wyznaczenia względnej złożonej niepewności standardowej sprawności turbiny będzie następujące:

$$\frac{U_c(\eta)}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{u_c(M)}{M}\right)^2 + \left(\frac{u_c(n)}{n}\right)^2 + \left(\frac{u_c(m)}{m}\right)^2 + \left(\frac{u_c(T_{wlot})}{T_{wlot}}\right)^2 + \left(\frac{u_c(p_{wlot})}{p_{wlot}}\right)^2 + \left(\frac{u_c(p)}{p}\right)^2} \quad (4.13)$$

Szacowane wartości niepewności pomiarów poszczególnych parametrów w równaniu 4.14 oraz względne złożone niepewności standardowe sprawności turbiny wyznaczone w badaniach Salomona, Behra i na turbinie TM3-00 przed-

stawiono w tabeli 4.1. Niepewności pomiaru poszczególnych parametrów w tabeli 4.1 są praktycznie takie same. W sumie w cytowanych badaniach niepewność rozszerzona pomiaru sprawności przy współczynniku rozszerzenia $k = 2$ była poniżej 0.5% średniej wartości sprawności. Zmniejszenie tej niepewności jest bardzo trudne. Schobeiri [Schobeiri et al., 2004] na nowym stanowisku trzystopniowej turbiny budowanym specjalnie do badań clockingu kierownic i wirników oszacował niepewność rozszerzoną ($k = 2$) również nieco poniżej 0.5%. Stąd można wysnuć wniosek, że stanowisko turbiny TM3-00 spełnia wymagania odnośnie jakości badań wymaganych w identyfikacji clockingu. Należy zauważyć, że przy takiej dokładności pomiarów identyfikacja zmian sprawności w zakresie 2% jej wartości średniej i poniżej tej wartości pozostaje nadal bardzo trudna, a w zasadzie nie jest możliwa bez dodatkowych założeń odnośnie niepewności i przyjęcia odpowiednich metod samego opracowania wyników pomiarów [Haldeman 2003].

Tabela 4.1. Złożona względna niepewność standardowa oszacowana dla nominalnej częstości obrotów poszczególnych turbin, w których badano zjawiska clockingu

Zmienna	$u_c(x)/x$ [%]	Solomon, 2002	Behr, 2007	TM3-00- IMP
Strumień masy	$u_c(m)/m$	0.075	0.110	0.14
Moment	$u_c(M)/M$	0.050	0.098	0.10
Częstość obrotów	$u_c(n)/n$	0.040	0.040	0.05
Temperatura	$u_c(T)/T$	0.035	0.036	0.06
Ciśnienie na wlocie	$u_c(p)/p$	0.025	0.040	0.06
Spadek ciśnienia	$u_c(\Delta p)/\Delta p$	0.050	0.040	0.06
Całkowita niepewność	$u_c(\eta)/\eta$ [%]	0.120	0.170	0.21

Z przeprowadzonych testów przez Salomona i Barankiewicza wynika, że uśrednione zmiany parametrów obliczone z kilku serii pomiarowych będą pozwalały określić zmiany parametrów turbiny nawet, jeśli zmiany te będą wewnątrz pasma niepewności. W szczególności dotyczy to zmian względnych parametrów turbiny tak, jak zaproponował to Barankiewicz w swojej metodzie. Stąd badania rozkładu parametrów turbiny w zależności od clockingu kierownic postanowiono realizować w oparciu o metodę Barankiewicza, wykonując kilka serii pomiarów. W każdej serii przyjmowano taką liczbę próbek, aby niepewność typu losowego u_A była znacznie mniejsza od niepewności typu u_B , związanej z przyrządem pomiarowym i z założenia stałej w danej serii badań.

W celu identyfikacji zmian określonej wielkości jej wartość mierzoną odnoszono do wartości średniej określonej ze wszystkich badanych pozycji wzajemnych kierownic na jednej podziale w danej serii. W ten sposób można było

wyeliminować ewentualne niepewności systematyczne pomiędzy seriami badań. Pomiary powtarzalności strumienia masy pokazane na rys. 4.23 i 4.24 potwierdzają skuteczność tej metody w identyfikacji małych zmian strumienia masy, nawet mniejszych niż złożona niepewność standardowa. Źródłem niepewności na stanowisku turbiny były nie tylko niedoskonałości samej aparatury, ale również niedoskonałości budowy samego stanowiska i oddziaływania zewnętrzne, które ujawniały się w rozrzucie średnich wartości z poszczególnych serii pomiarowych, co widoczne jest na rys. 4.17 i 4.24.

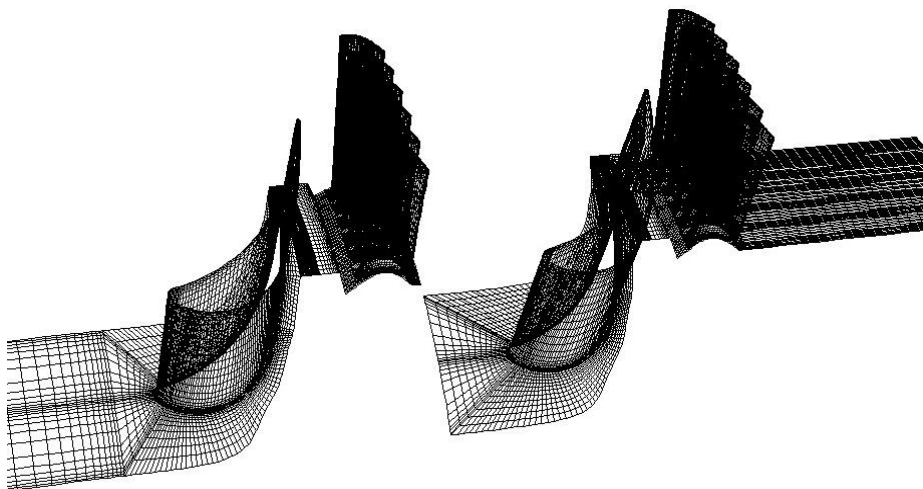
4.10. Komputerowe modelowanie pola przepływu przez stopnie turbiny

4.10.1. Opis programu obliczeniowego

Symulacje przepływu w kanałach dwustopniowej turbiny TM3 realizowano przy pomocy komercyjnego kodu obliczeniowego CFX-TASCflow, który jest kodem rozwiązującym trójwymiarowe stacjonarne równania Naviera-Stockesa uśrednione według reguł Reynoldsa (RANS). Ten kod obliczeniowy był wszechstronnie testowany i weryfikowany w Instytucie Maszyn Przepływowych PŁ w odniesieniu do maszyn przepływowych promieniowych i osiowych, tj. sprężarek, pomp i turbin [Chodkiewicz et al, 2002], [Błaszczak, 2006]. Obliczenia pokazały bardzo dobrą zgodność obliczonych i pomierzonych rozkładów ciśnienia na ściankach ograniczających kanał przepływowy sprężarki promieniowej [Chodkiewicz et al, 2002] oraz na profilach kierownic w dwustopniowej turbinie modelowej z wysoko obciążonymi łopatkami wirnika [Błaszczak, 2006].

W turbinie TM3 występuje duża różnica w liczbie łopatek wirnikowych i kierowniczych. Na jedną łopatkę kierowniczą przypada sześć łopatek wirnikowych. Siatkę do obliczeń numerycznych wygenerowano w jednym kanale kierowniczym i sześciu wirnikowych dla pierwszego i drugiego stopnia. Siatkę obliczeniową dla turbiny TM3-00 w wersji z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi przedstawiono na rysunku 4.25.

Siatki dla poszczególnych kanałów zostały wykonane w programie CFX-Turbogrid. Wykorzystano topologię opartą na siatce z O-grid. W celu zmniejszenia liczby węzłów siatki, ze względu na konieczność obliczania przepływu w sześciu kanałach wirnikowych oraz ograniczoną moc sprzętu komputerowego, wykorzystano tzw. funkcję rozkładu prędkości blisko ścianek kanałów w wewnętrznej warstwie przyściennej. Dla wszystkich wygenerowanych siatek pierwszy punkt siatki był w bezwymiarowej odległości od ścianki dla warstwy przyściennej y^+ równej od 10 do 18, co oznacza, że znajdował on się na brzegu podwarstwy lepkiej. Spełnione zostały jednak wymagania, aby $y^+ \leq 20$ dla zastosowanego w obliczeniach modelu turbulencji $k-\omega$ [CFX-TASCflow, 2000].

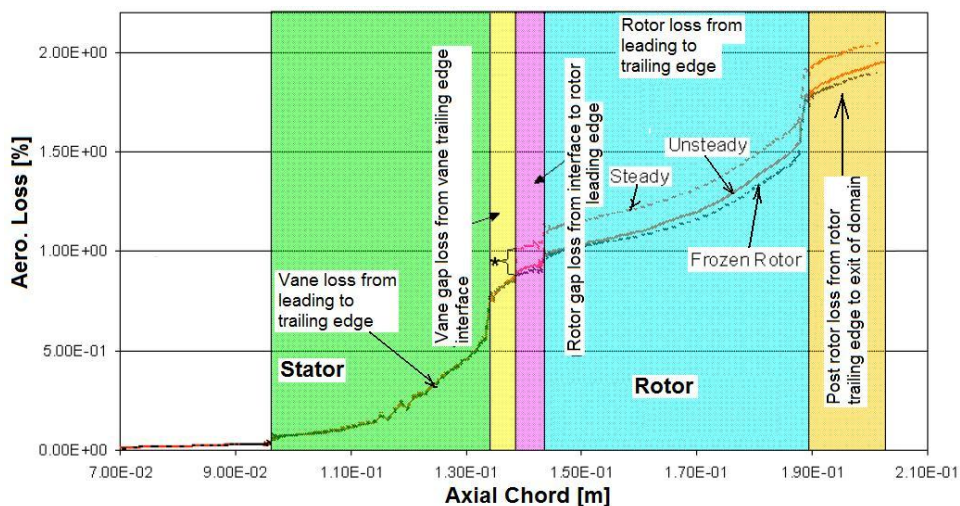


Rys. 4.25. Linie siatki w obszarze obliczeniowym obejmującym pierwszy i drugi stopień turbiny TM3-00 [Krysiński et al., 2003]

Całkowity rozmiar siatki dla całej turbiny wyniósł 1 200 000 węzłów i był podobny do rozmiaru siatki zastosowanej w obliczeniach turbiny TM3-00 kodem obliczeniowym 3D dla maszyn wirnikowych FlowER w wariancie obliczeń niestacjonarnych [Świryczuk J., Gardzilewicz A., 2002]. Kod FlowER wykazał bardzo dobrą zgodność pomierzonych i obliczonych charakterystyk zewnętrznych turbiny oraz transportu śladu i przepływów wtórnych wpływających do drugiej kierownicy [Krysiński et al., 2005]. Ze względu na długi czas obliczeń niestacjonarnych przepływu w turbinie możliwe było przeprowadzenie obliczeń tylko dla jednego położenia kierownic. Wpływ clockingu kierownic na przepływ w turbinie nie mógł być określony w tych obliczeniach.

Stąd, zdecydowano się użyć jako podstawowego programu obliczeniowego kodu CFX-TASCflow i obliczenia wpływu wzajemnego położenia kierownic przeprowadzić metodą „frozen rotor”. Program TASCflow jest programem rozwiązującym stacjonarny przepływ wewnątrz kanałów turbiny. Przejście pomiędzy układem absolutnym i względnym jest możliwe poprzez uśrednianie na obwodzie parametrów przepływu z kierownicy (Stage metod). Może on również obliczać przepływ, tzw. metodą „frozen rotor”, w której nie przeprowadza się uśredniania po obwodzie i zakłada się stałą względną pozycję wirnika względem kierownicy w trakcie obliczeń. W układzie względnym daje to bardziej realistyczne warunki na wlocie do wirnika, w szczególności zostaje zachowany wpływ śladu z kierownicy i rdzenia przepływu na przepływ w kanałach wirnikowych [Funazaki et al. 2003]. Średni przepływ jest określany z dodatkowych obliczeń dla wszystkich wybranych względnych położenia kierownicy i wirnika. Jak wykazują obliczenia strat tą metodą w turbinie jednostopniowej [Abhari, 2006] rozkład strat w poszczególnych

wieńcach jest zbliżony do rozkładu strat określonych metodą niestacjonarną, co pokazano na rysunku 4.26.



Rys. 4.26. Wyniki obliczeń strat metodą stacjonarną (stage i frozen rotor) oraz niestacjonarną w jednostopniowej turbinie [Abhari, 2006]

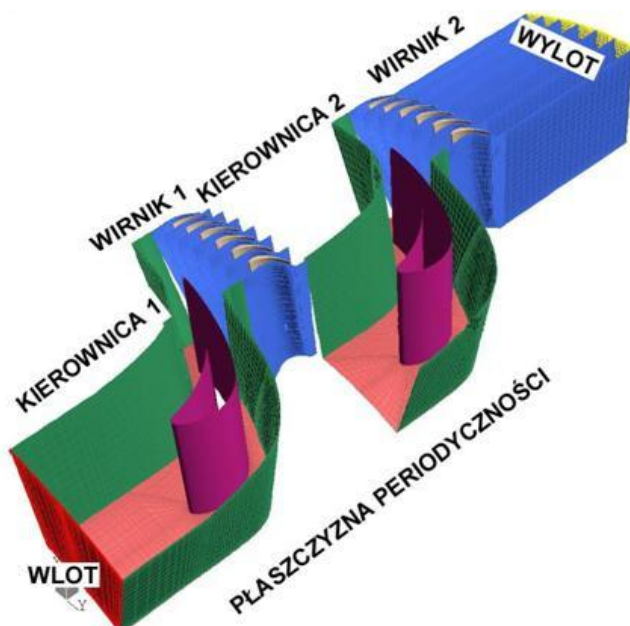
Podobne obliczenia porównawcze metodami „frozen rotor” i niestacjonarną wykonał również Brost [Brost et al. 2003] dla jednostopniowej pompy osiowej. Stwierdził on, że maksymalne i minimalne wartości przebiegu momentu na wale pompy zgadzały się ze sobą w obu metodach. Amplitudy zmian momentu obliczone metodą „frozen rotor” były jednak mniejsze o 25% niż amplitudy obliczone metodą niestacjonarną. Bohn [Bohn et al., 2005a] przeprowadził obszerne obliczenia wpływu wzajemnego ustawienia kierownic w dwustopniowej turbinie metodami „frozen rotor” i niestacjonarną. Obie metody pokazały taki sam charakter przebiegów zmian sprawności w funkcji clockingu kierownic. Zgadzały się również rozkłady ciśnienia na łopatkach. Największe różnice występowały w obliczeniach rozkładu temperatury w przepływie przez turbinę, w szczególności w obszarach oddziaływania śladów.

Można sądzić, że w przypadku, gdy dynamika przepływu niestacjonarnego wynikająca ze zmian w czasie, np. przyspieszenia przepływu, będą miały mniejszy wpływ na przepływ niż wpływ zmian poszczególnych wielkości wynikających ze zmian w przestrzeni (na podziałce) to obliczenia metodą „frozen rotor” i niestacjonarną będą się ze sobą zgadzać, szczególnie w odniesieniu do wielkości uśrednionych z obliczeń, takich jak ciśnienie, sprawność itp. [Brost et al. 2003], [Bohn et al., 2005a]. Można sądzić, że zastosowanie metody „frozen rotor” w pracy pozwoli na wstępne oszacowanie wpływu clockingu kierownic na uśrednione parametry przepływu, w szczególności na rozkłady ciśnienia na łopatkach wirników, z których następnie można określić rozwój warstwy przyściennej na łopatkach poszczególnych wieńców stacjonarnych i wirujących.

W pracy program CFX-TASCflow szczególnie przydatny był do obliczenia przepływu w kanałach wirnikowych. Obliczanie przepływu metodą „frozen rotor” umożliwiło wstępne określenie intensywności oddziaływania śladu z kierownicy na przepływ w warstwie przysciennej i na straty w układzie względnym.

4.10.2. Warunki brzegowe

Program TASCflow ma rozbudowany moduł zadawania warunków brzegowych. Schemat obszaru obliczeniowego został przedstawiony na rys. 4.27. Na wlocie do kanału warunki brzegowe oparte były na danych eksperymentalnych ciśnienia całkowitego, temperatury całkowitej i turbulencji przepływu. Na skrajnych powierzchniach kanału przepływowego kierownic (kolor zielony) oraz skrajnych powierzchniach segmentu obliczeniowego wirników został założony warunek periodyczności. Na wylocie z turbiny przyjęto ciśnienie całkowite równe ciśnieniu atmosferycznemu. Obliczeń dokonano dla powietrza jako gazu doskonałego, dla którego przyjęto $\kappa = 1.4$ i $R = 287$ J/kg.



Rys. 4.27. Schemat obszaru obliczeniowego dla turbiny TM3-00 [Krysiński et al., 2003]

Ze względu na wysoko turbulentne obszary za krawędziami spływu łopatek w obliczeniach zastosowano model turbulencji $k-\omega$ z modelem transportu naprężeń stycznych SST (Shear Stress Transport), który daje najlepszą zgodność z wynikami eksperymentalnymi dla maszyn wirnikowych [Funazaki et al., 2003], [Chodkiewicz et al., 2002].

5. BADANIA WPŁYWU WZAJEMNEGO POŁOŻENIA KIEROWNIC NA PARAMETRY I CHARAKTERYSTYKI TURBINY

5.1. Charakterystyki zewnętrzne turbiny

Charakterystyki zewnętrzne turbiny wykonano dla „zerowego” ustawienia kierownic (rys. 4.4 – pozycja 5). Turbina była wygrzana około 1 godziny i pracowała w układzie automatycznej regulacji ze stałym nadciśnieniem na wlocie. Wykonano cztery serie badań aby sprawdzić powtarzalność charakterystyk. W każdym punkcie pomiarowym wykonano po 1000 pomiarów, z których obliczono średnie wartości momentu, strumienia masy i sprawności. Wyniki przedstawiono poniżej na wykresach.

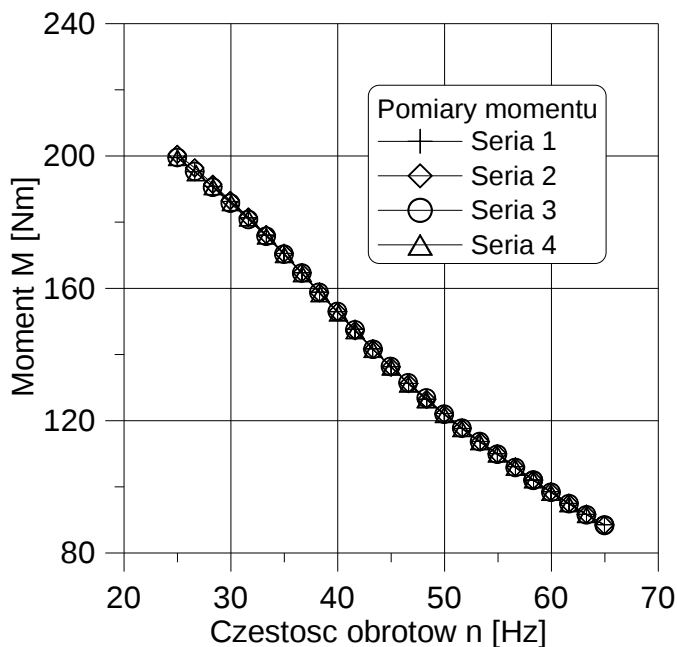
Pomiary momentu (rys. 5.1) w funkcji częstości obrotów turbiny dla czterech serii pomiarów pokazały bardzo dobrą zgodność. Rozrzuty mierzonej wartości były poniżej 0.2%. Przebieg momentu jest zbliżony do linii prostej.

Na rys. 5.2 pokazano wyniki pomiarów strumienia masy. Zgodność czterech serii pomiarowych jest bardzo dobra, jedynie niewielki widoczny rozrzut ma miejsce dla małych częstości obrotów i dużego obciążenia turbiny, jest on jednak mniejszy niż 0.4% średniego strumienia masy. Dla innych częstości jest on w zakresie podanym w poprzednim rozdziale.

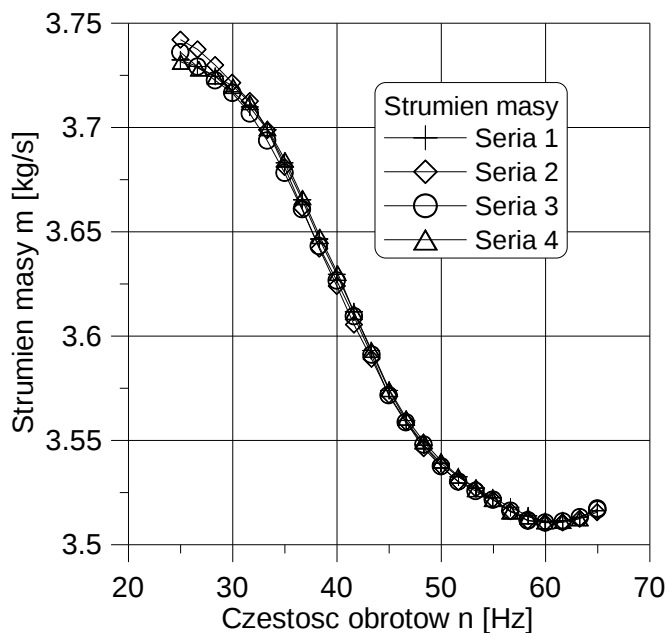
Obliczoną sprawność turbiny pokazano na rys. 5.3 dla czterech serii pomiarowych. Największy rozrzut zanotowano w rejonie obrotów nominalnych, jednak był on mniejszy niż 0.1% wartości mierzonej.

Badania charakterystyk zewnętrznych pokazały, że zarówno stoisko jak i system pomiarowy zapewniają dużą dokładność i powtarzalność pomiarów. Obliczenia charakterystyk przy pomocy niestacjonarnego trójwymiarowego programu obliczeniowego Flower IMP PANu pokazały bardzo dobrą zgodność obliczeń i eksperymentu, we wszystkich 3 punktach obliczeniowych dla 30, 49 i 60 Hz częstości obrotów. Różnice pomiędzy obliczeniami numerycznymi i eksperymentem nie przekraczały 1-2%.

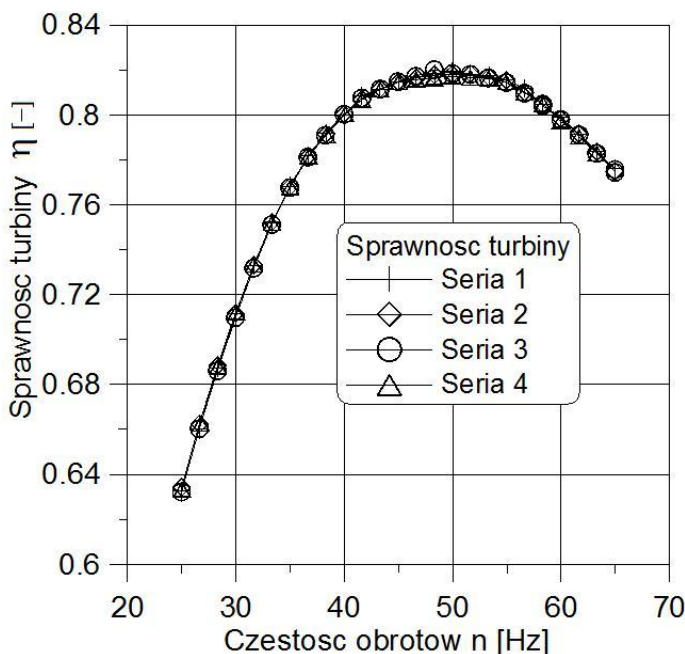
Turbina była wygrzewana, obciążenie turbiny hamulcem wiropędowym pozwalało na precyzyjne pomiary momentu i prędkości obrotowej, a w konsekwencji i sprawności turbiny. Sygnały wyjściowe z przetworników ciśnienia, temperatury, obrotów i momentu były podane na wejście systemu pomiarowego pokazanego na rys. 4.11. Analiza wyników badań pokazuje, że stanowisko i układ pomiarowy były dobrze przygotowane do badań oddziaływania kierownic.



Rys. 5.1. Wyniki pomiarów momentu na wale turbiny w funkcji częstotliwości obrotów



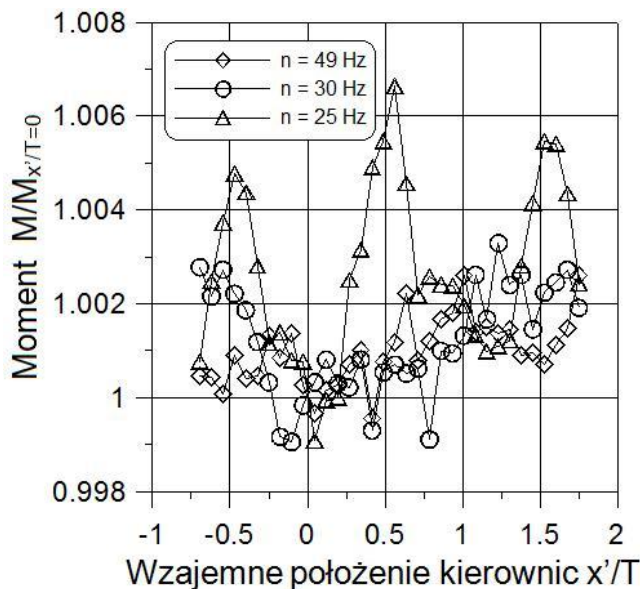
Rys. 5.2. Wyniki pomiarów strumienia masy płynącego powietrza przez turbinę w funkcji częstotliwości obrotów



Rys. 5.3. Wyniki pomiarów sprawności turbiny w funkcji częstotliwości obrotów

5.2. Badania wpływu wzajemnego położenia kierownic na parametry turbiny

Badania wpływu względnego położenia kierownic na parametry turbiny przeprowadzano ulepszając metodę pomiaru zmian sprawności turbiny. Wyniki wcześniejszych pomiarów momentu na wale turbiny pokazano na rys. 5.4. Badania wykonane bez automatycznego utrzymywania stałego ciśnienia na wlocie do turbiny wykazały, że wzajemne oddziaływanie kierownic można było zidentyfikować tylko dla niskich częstotliwości obrotów turbiny, gdy ułopatkowanie turbiny było wysoko obciążone i pracowało z nieoptymalnym napływem na wieńce wirujące, co prowadzi do wystąpienia w kanałach stref oderwania przepływu [Smolny, 2000]. Turbulencja śladów z kierownic modyfikuje w pewnym zakresie warunki przepływu w kanałach wirników i kierownic, co znajduje swoje odbicie w zmianach sprawności turbiny. Zmiany momentu dla najmniejszej częstotliwości obrotów turbiny odniesione do wartości momentu przy zerowym ustawieniu kierownic $M_{x'/T=0}$ są poniżej 1% jego wartości. Pomiary wykazują duży rozrzut mierzonych wartości momentu, brak jest powtarzalności jego zmian na rozpiętości dwu podziałek kierownicy. Świadczy to o niedostatecznej dokładności i powtarzalności pomiarów na turbinie, widoczny jest brak możliwości identyfikacji małych zmian parametrów pracy turbiny w funkcji clockingu kierownic.



Rys. 5.4. Zmiany momentu na wale turbiny dla różnych częstotliwości obrotów turbiny odniesione do wartości momentu przy zerowym położeniu kierownic $M_{x'/T=0}$. Stanowisko turbiny bez automatyzacji [Smolny, 2002]

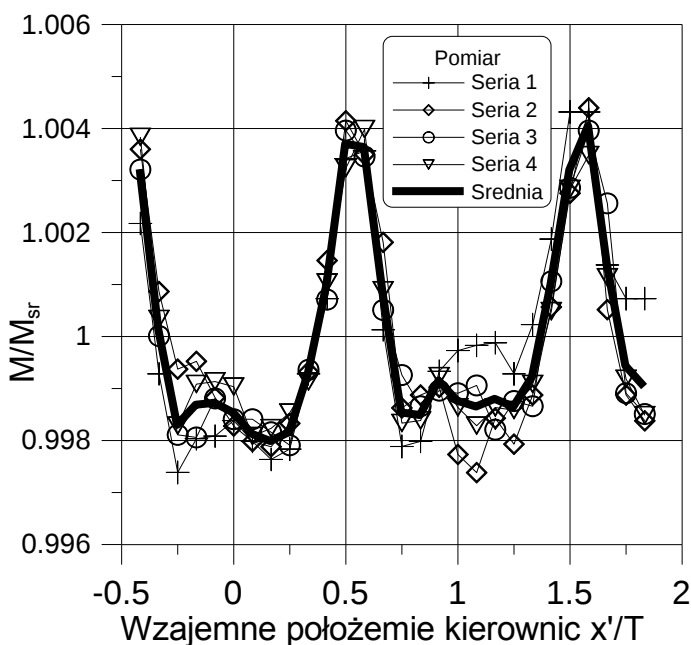
Badania oddziaływania kierownic w układzie z automatycznym utrzymaniem stałego nadciśnienia na wlocie do turbiny Δp (rys. 4.17) rozpoczęto od niskich częstotliwości obrotów, tj. $n = 25 \text{ Hz}$, w zakresie których poprzednio identyfikowano zmiany parametrów turbiny w funkcji clockingu kierownic (rys. 5.4). Dalej podwyższano częstotliwość obrotów turbiny, identyfikując clocking kierownic dla coraz mniejszego obciążenia aerodynamicznego ułotkowania turbiny.

Dla poszczególnych częstotliwości obrotów wykonywano kilka serii pomiarów w układzie ze stałym nadciśnieniem ciśnieniem i stałą częstotliwością zredukowaną. Opracowane wyniki-pokazujące względne uśrednione zmiany parametrów z kilku serii pomiarowych, zgodnie z propozycją Barankiewicza, przedstawiono na rys. 5.5, 5.6 i 5.7 dla najniższej częstotliwości obrotów turbiny. Zmiany momentu M w poszczególnych seriach pomiarowych odniesiono do średnich wartości momentu M_{sr} określonych na dwu podziałkach clockingu kierownic. Ten sposób opracowania pomiarów zastosowano również do przedstawienia zmian sprawności i strumienia masy. Zmiany momentu w funkcji położenia kierownic (rys. 5.5) są bardzo małe, poniżej 0.6% średniej wartości, ale bardzo dobrze widoczne. Wyniki pomiarów skupiają się wokół uśrednionego przebiegu z kilku serii pomiarowych.

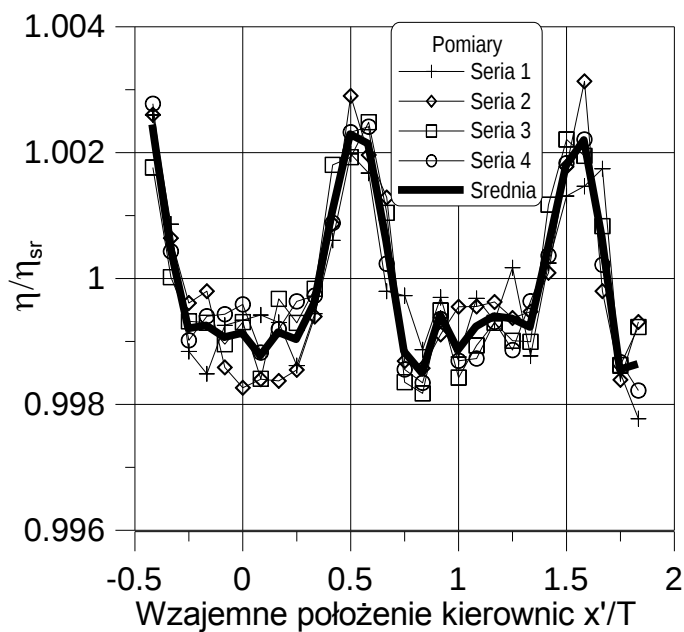
Zmiany sprawności (rys. 5.6) są mniejsze od zmian momentu i wynoszą 0.4% jej średniej wartości (punktu procentowego). Rozrzut wyników jest większy niż w przypadku momentu. Wynika to stąd, że sprawność jest funkcją wielu

zmiennych (rozdz.4), natomiast moment jest mierzony bezpośrednio na wale maszyny, stąd niepewność pomiaru sprawności jest większa (tabela 4.1).

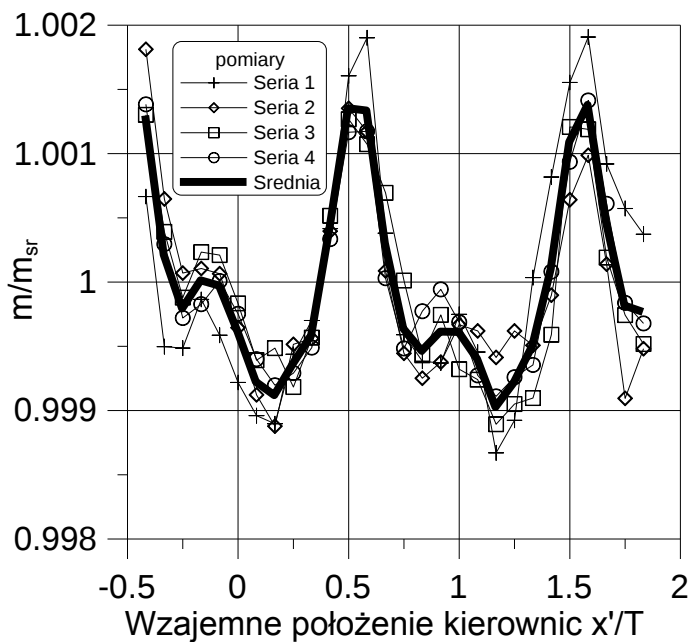
W przedstawionych badaniach po raz pierwszy udało się zidentyfikować zmiany strumienia masy w funkcji clockingu kierownic (rys. 5.7), które osiągają zakres 0.25% jego wartości średniej. Są one skorelowane ze zmianami sprawności i momentu, co świadczy, że oddziaływanie kierownic wpływa na zmniejszenie oderwania przepływu w stopniu, które oddziałuje na przepływ jak blokada. Na podstawie stosunkowo gładkiego przebiegu strumienia masy w funkcji clockingu kierownic można sądzić, że kluczowymi dla identyfikacji zmian sprawności są pomiary temperatury, które powodują większy rozrzut pomiarów w przebiegach sprawności. Zautomatyzowanie pracy stanowiska turbiny i w rezultacie ustabilizowanie ciśnienia na wlocie było wielkim krokiem pozwalającym na identyfikację małych zmian parametrów turbiny i wykonanie programu badań wpływu clockingu kierownic na sprawność turbiny.



Rys. 5.5. Zmiany momentu na wale turbiny w funkcji wzajemnego położenia kierownic (clockingu kierownic). Częstość obrotów turbiny $n = 25$ Hz

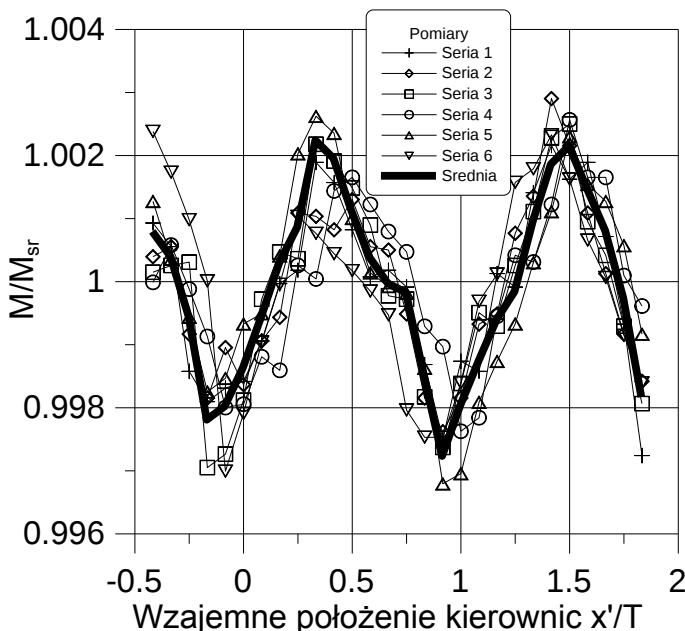


Rys. 5.6. Zmiany sprawności turbiny w funkcji wzajemnego położenia kierownic (clockingu kierownic). Częstość obrotów $n = 25$ Hz



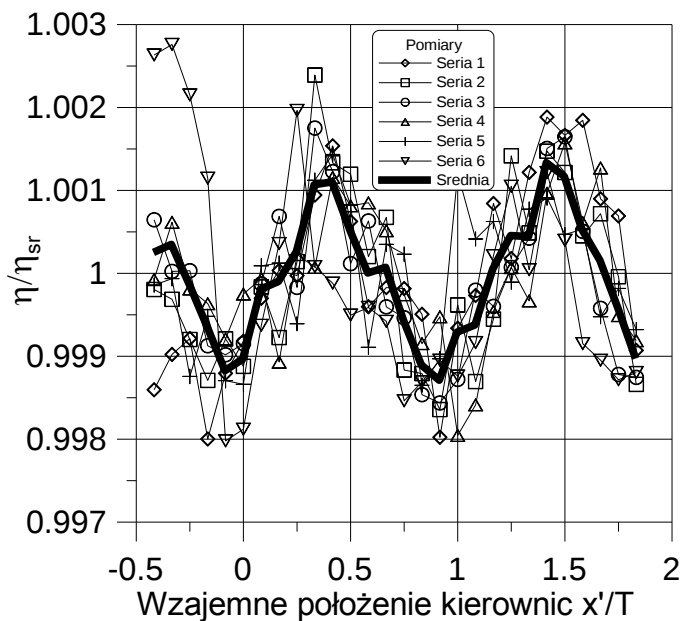
Rys. 5.7. Zmiany strumienia masy w funkcji wzajemnego położenia kierownic (clockingu kierownic). Częstości obrotów turbiny $n = 25$ Hz

Następne serie pomiarów wykonano dla mniejszego obciążenia turbiny przy częstotliwości obrotów $n = 30$ Hz. Przebiegi zmian momentu (rys. 5.8) wykazały zupełnie inny charakter niż zmierzone wcześniej dla $n = 25$ Hz. Amplitudy są mniejsze, położenie wartości maksymalnych i minimalnych występuje dla innych wartości względnego położenia kierownic. Zmiany sprawności (rys. 5.9) pokazują podobne cechy, jak zmiany momentu, ale są znacznie mniejsze i wynoszą 0.3 punktu procentowego. Są zbliżone do zmian parametrów w badaniach clockingu w dwustopniowej turbinie przez Hubera [Huber et al., 1996] (rys. 2.7) i w sprężarce przez Barankiewicza [Barankiewicz, Hathaway, 1997] (rys. 2.71).

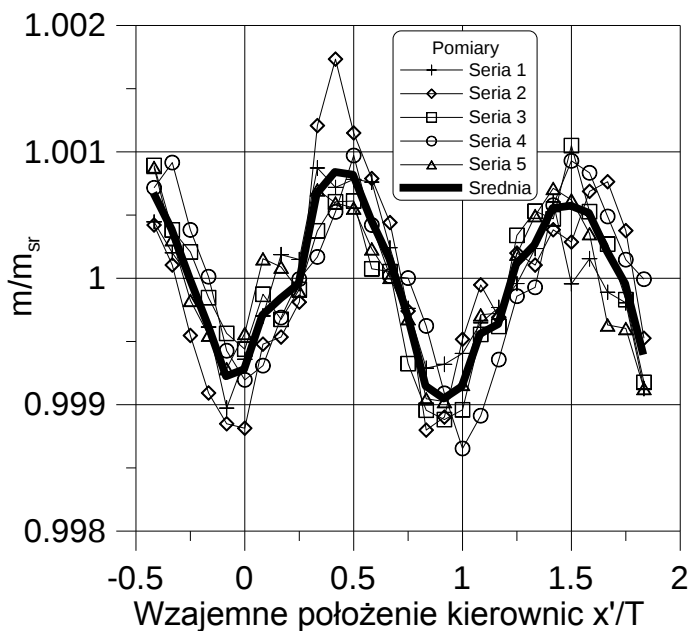


Rys. 5.8. Zmiany momentu na wale turbiny w zależności od clockingu kierownic.
Częstość obrotów $n = 30$ Hz

Porównując poszczególne serie badań sprawności turbiny pokazane na rys. 5.6 i 5.9 oraz wyniki badań clockingu kierownic Salomona [Salomon, 2002], Behra [Behr et al., 2004] i Barankiewicza [Barankiewicz, Hathaway, 1977] można stwierdzić, że metoda opracowana w IMP PŁ z automatyczną regulacją ciśnienia na wlocie do turbiny daje najlepsze wyniki pomiarów w odniesieniu do powtarzalności pomiarów na dwu podziałkach. W szczególności umożliwiła ona identyfikację zmian strumienia masy, co do tej pory nie udało się żadnemu z badaczy zjawiska clockingu. Zmiany mają bardzo regularne przebiegi i są skorelowane ze zmianami momentu i sprawności. Zmiany strumienia masy pokazane na rys. 5.10 wynoszą tylko 0.2 punktu procentowego, a rozdzielczość wyników jest bardzo dobra.



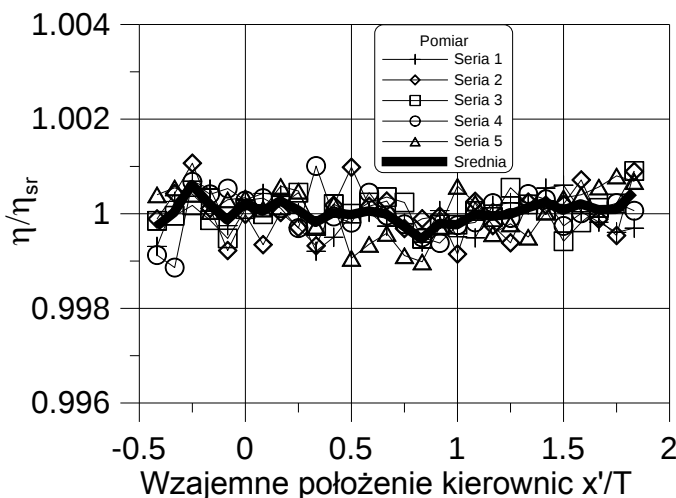
Rys. 5.9. Zmiany sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic.
Częstość obrotów $n = 30$ Hz



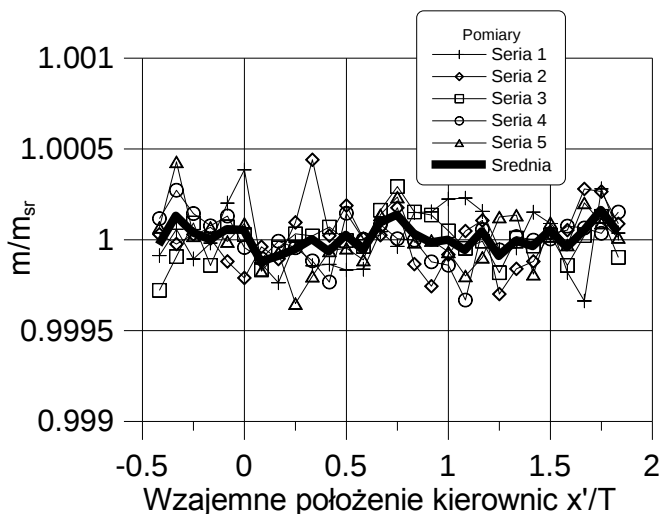
Rys. 5.10. Zmiany strumienia masy w zależności od clockingu kierownic.
Częstości obrotów turbiny $n = 30$ Hz

Zmiany sprawności turbiny i strumienia masy dla częstości obrotów nominalnej turbiny ($n = 49$ Hz) przedstawiono na rys. 5.11 i 5.12. Oba przebiegi nie wykazują zmian parametrów w zależności od clockingu kierownic. Prawdopodobnie, tak jak przedstawiono to w rozdz.2, zmiany lokalne sprawności są przesunięte po wysokości kanału względem siebie na podziałce kierownicy w kierunku obwodowym w zależności od clockingu kierownic. Położenie wartości minimalnych i maksymalnych sprawności jest zależne od wysokości kanału i położenia kierownic. Stąd całkowity efekt w postaci zmian sprawności turbiny jest praktycznie pomijalny i podobny do pokazanego na rys. 2.67.

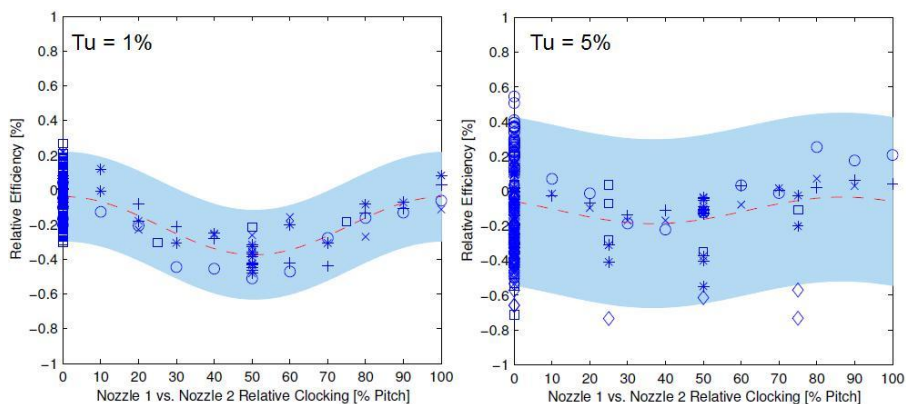
Rezultaty pierwszego etapu badań pokazały, że system pomiarowy i stanowisko turbiny w zautomatyzowanym układzie regulacji ciśnienia umożliwia identyfikację małych zmian parametrów turbiny, a szczególnie zmian jej sprawności. Potwierdziły też możliwość badań wpływu kierownic na parametry przepływu w turbinie na istniejącym stanowisku. Szczególnie interesujące jest porównanie z badaniami zmian sprawności dwustopniowej turbiny niskoprężnej w funkcji clockingu kierownic wykonanymi przez Solomona [Solomon, 2002], pokazanymi na rys. 5.13 dla małej ($Tu = 1\%$) i dużej turbulencji ($Tu = 5\%$) na wlocie do turbiny. Salomon pokazał rozrzut wyników pomiaru sprawności turbiny w funkcji clockingu kierownic. Wyznaczone uśrednione zmiany sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic dla małej turbulencji ($Tu = 1\%$) wynosiły $\Delta\eta = 0.37\%$, natomiast dla dużej turbulencji na wlocie ($Tu = 5\%$) zmiany sprawności wynosiły $\Delta\eta = 0.13\%$. Rozrzut wyników w tych badaniach jest znacznie większy niż w badaniach turbiny TM3-00. Turbulencja na wlocie do turbiny zmniejsza efekt clockingu i powoduje również większy rozrzut w pomiarach sprawności. Oszacowana przez Solomona dokładność pomiaru sprawności turbiny, podana w tabeli 4.1, była znacznie większa niż na turbinie TM3-00.



Rys. 5.11. Zmiany sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic dla nominalnej częstości obrotów turbiny



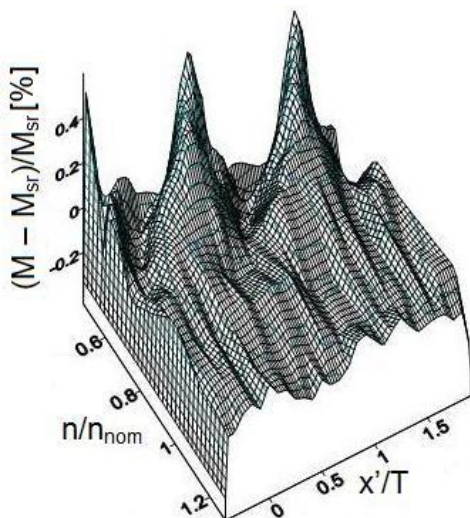
Rys. 5.12. Zmiany strumienia masy w zależności od clockingu kierownic dla nominalnej częstotliwości obrotów turbiny



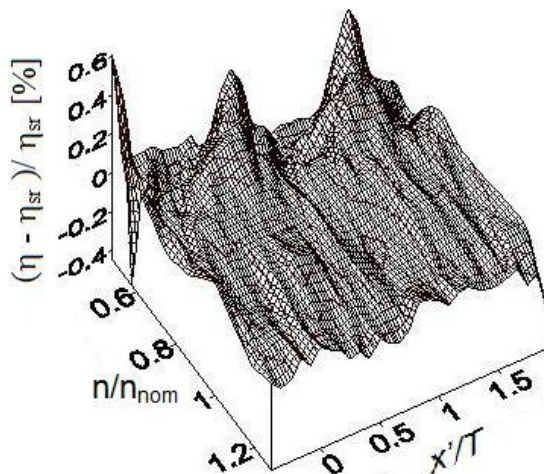
Rys. 5.13. Zmiany sprawności dwustopniowej turbiny w zależności od clockingu kierownic dla dwóch stopni turbulencji na jej wlocie [Solomon, 2002]

Rezultaty pomiarów zmian sprawności turbiny TM3-00 w funkcji clockingu kierownic skłoniły do przeprowadzenia badań wpływu clockingu kierownic w szerokim zakresie zmian częstotliwości obrotów turbiny. Wyniki tych badań dla zmian momentu i sprawności w funkcji położenia kierownic przedstawiono poniżej na rys. 5.14 i 5.15. Widoczne jest na rys. 5.14 i 5.15, że zmiany momentu i sprawności są funkcją clockingu kierownic i częstotliwości obrotów turbiny. Przy małych częstotliwościach i silnie obciążonych układach łopatkowych widoczna jest zależność rozkładu momentu i sprawności turbiny od clockingu kierownic. Natomiast w strefie nominalnej częstotliwości obrotów turbiny wpływ clockingu kierownic na moment i sprawność turbiny jest praktycznie pomijalny.

Obliczenia zmian sprawności turbiny programem TASKflow wykonane dla sześciu położenia pierwszej kierownicy względem drugiej i nominalnej częstości obrotów potwierdziły rezultaty badań eksperymentalnych [Krysiński et al., 2003]. Na rys. 5.16 przedstawiono porównanie zmian sprawności z pomiarów i obliczeń. Widoczne niewielkie zmiany sprawności turbiny w obliczeniach są nawet w dość dobrej zgodzie z pomiarami. Z porównania obliczeń i pomiarów wynika, że praktycznie brak jest zmian sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic dla nominalnej częstości obrotów.

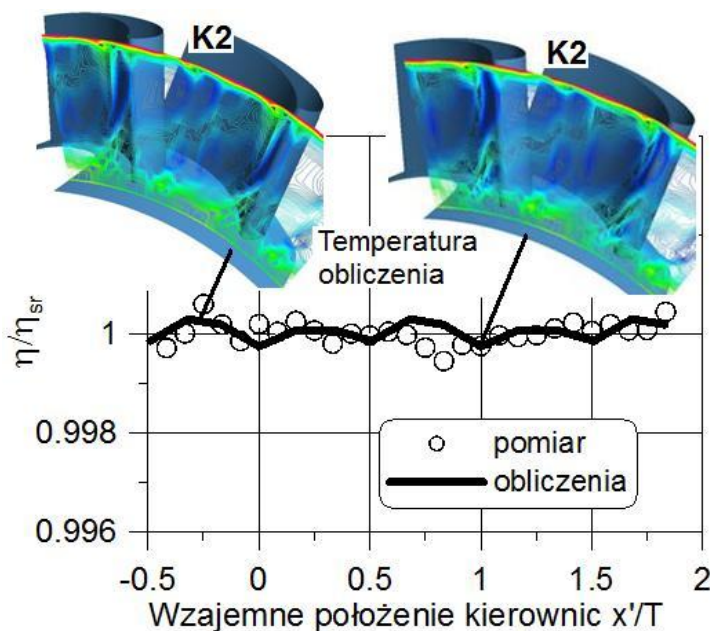


Rys. 5.14. Zmiany momentu w zależności od clockingu kierownic i częstości obrotów turbiny



Rys. 5.15. Zmiany sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic i częstości obrotów turbiny

W celu pokazania czy te nawet niewielkie zmiany sprawności są związane ze zmianami w przepływie, w szczególności na wlocie do drugiej kierownicy, przedstawiono dodatkowo na rys. 5.16 rozkłady temperatury (w połowie szczeliny międzywieńcowej) dla dwu „ekstremalnych” wartości obliczonej sprawności. Do porównania wybrano rozkłady temperatury ponieważ lepiej ujawniały one położenie śladów z pierwszej kierownicy i struktur przepływu wtórnego niż rozkłady ciśnienia całkowitego [Smolny et al., 2007]. Ponadto Bohn [Bohn et al., 2005] stwierdził, że zmiany sprawności turbiny w clockingu mogą być związane ze zmianami temperatury, stąd interesujące było sprawdzenie czy występują zmiany pola temperatury na wlocie do drugiej kierownicy, co świadczyłoby również o oddziaływaniu drugiego stopnia na pierwszy. Ślady z pierwszej kierownicy i struktury przepływu wtórnego są jednak dość słabo widoczne w obliczeniach. Zmian w polu temperatury (rys. 5.16) na wlocie do drugiej kierownicy nie obserwuje się. Obydwa rozkłady temperatury wyglądają identycznie, również uśrednione obwodowo na podziałce kierownicy rozkłady promieniowe temperatury są takie same.



Rys. 5.16. Porównanie pomierzonego rozkładu sprawności z obliczonymi rozkładami temperatury na wlocie do drugiej kierownicy dla częstotliwości nominalnej.

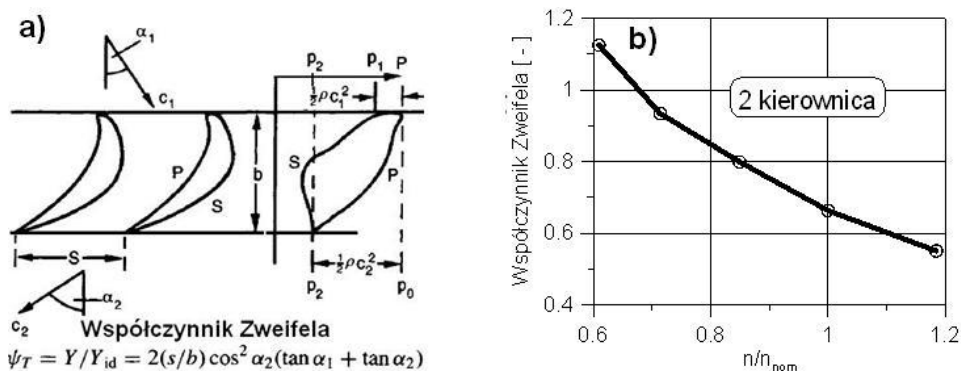
Kolor czerwony – temperatura wysoka, niebieski – niska

Położenie śladów z pierwszej kierownicy na rys. 5.16 na wlocie do drugiej wskazuje, że są one zwichrowane względem krawędzi natarcia drugiej kierownicy. Dlatego w drugim stopniu efekt clockingu może być rozproszony i ograni-

czony do zjawiska lokalnego. Stąd sprawność pierwszego i drugiego stopnia turbiny a zatem i całej turbiny nie zależy od położenia kierownic.

W celu zbadania, jak obciążenie wieńców łopatkowych turbiny wpływa na wielkość zmian rozpatrywanych parametrów w funkcji clockingu kierownic przeprowadzono badania wpływu obciążenia drugiej kierownicy na ich zmiany. Druga kierownica ma szczególnie ważny wpływ na zmiany rozważanych parametrów, ponieważ jej warunki na wlocie i wylocie decydują o stratach w samej kierownicy i następnie w drugim wirniku, a w sumie w drugim stopniu. Do oceny obciążenia drugiej kierownicy w funkcji częstości obrotów wykorzystano współczynnik Zweifela [Dixon, 2005], rys. 5.17a, który jest powszechnie używany do określenia obciążenia pojedynczych wieńców turbinowych [Hodson, Howell, 2005], [Solomon, 2002]. Dla optymalnie obciążonego wieńca wynosi on około 0.8, wysoko obciążonego 1.0 i powyżej.

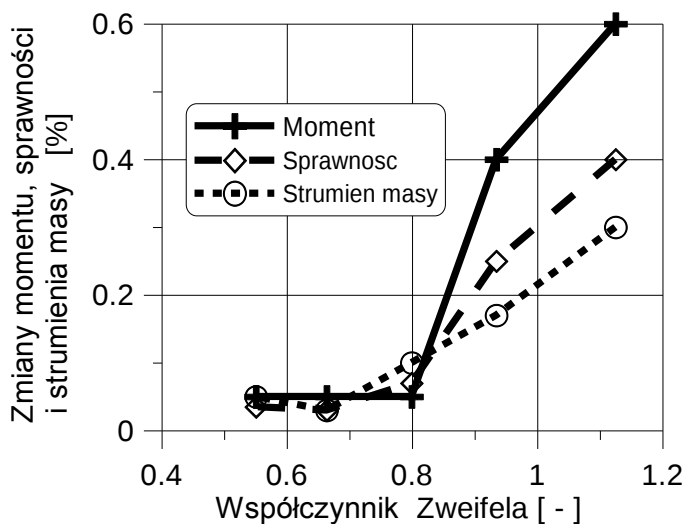
Wyniki obliczeń współczynnika Zweifela w połowie wysokości kanału drugiej kierownicy w funkcji obrotów turbiny pokazano na rys. 5.17b. Wyznaczone z pomiarów zmiany momentu, sprawności i strumienia masy związane z clockingiem kierownic pokazano w funkcji współczynnika Zweifela na rys. 5.18. Widoczne jest, że dla współczynnika Zweifela poniżej 0.8 nie obserwuje się zmian wymienionych parametrów w funkcji clockingu kierownic. Natomiast powyżej tej wartości widoczna jest zależność zmian poszczególnych parametrów turbiny od współczynnika Zweifela dla drugiej kierownicy. Im większy współczynnik Zweifela, tym większy przedział zmian parametrów turbiny w funkcji clockingu kierownic.



Rys. 5.17. a) Definicja współczynnika obciążenia Zweifela [Dixon, 2005],
b) współczynnik Zweifela obliczony dla drugiej kierownicy turbiny TM3
w funkcji częstości obrotów turbiny

Z powyższych rozważań wynika, że obciążenie układów łopatkowych turbiny ma wpływ na zmiany jej sprawności w zależności od clockingu kierownic. W badaniach clockingu w wysoko obciążonej turbinie Solomona (rys. 5.13) zredukowano liczbę łopatek kierownic o 22% w stosunku do łopatek turbiny nisko obciążonej. Zakładając, że współczynnik Zweifela zmieni się również o

~20% dla drugiej kierownicy (rys. 5.17b) to będzie wtedy wynosił ~1 dla badanej wysoko obciążonej drugiej kierownicy. Zmiany sprawności wysoko obciążonej turbiny szacowane z rys. 5.18 dla tej wartości współczynnika Zweifel'a wynosiłyby ~0.3%. Oszacowane zmiany sprawności są w dość dobrej zgodności ze zmianami wyznaczonymi eksperymentalnie, które wynoszą 0.37% (rys. 5.13, $T_u = 1\%$).



Rys. 5.18. Zmiany parametrów turbiny TM3-00 w funkcji współczynnika obciążenia Zweifel'a dla drugiej kierownicy

Należ podkreślić, że badana turbina TM3-00 miała konwencjonalne profile, które nie były projektowane dla wysokiego obciążenia (dużego współczynnika Zweifel'a), podobnie jak turbina badana przez Solomona. Przeprowadzone w pracy badania zmian parametrów i porównanie ich z badaniami turbiny z wysoko obciążonymi wieńcami łopatkowymi, pozwalają przypuszczać, że zjawisko cloczingu może być wyraźniej obserwowane w układach wysoko obciążonych wieńców łopatkowych, które są charakterystyczne dla nowo projektowanych i badanych palisad i stopni. Są one wyposażone w profile o bardzo dużym kącie odgięcia strugi i dużych podziałkach, gdzie przy nominalnej częstotliwości obrotów może wystąpić niestacjonarne oderwanie warstwy przyściennej na stronie ssącej profilu, np. jak na profilu wysoko obciążonym T106 [Stieger, 2002].

Z drugiej strony zjawisko cloczingu związane jest ze strefą niskiego ciśnienia generowanego za stopniem i zmiany sprawności turbiny zależą od korelacji tej strefy z krawędzią natarcia łopatek następnego wieńca, np. drugiej kierownicy, jak to pokazano na rys. 2.12 i 2.13. Należy podkreślić, że zmniejszenie strat profilowych obserwowane w nieoderwanej warstwie przyściennej na łopacie drugiej kierownicy wynosiło 25% w stosunku do strat przy napływie strumienia z maksymalną prędkością na krawędź natarcia [Halstead et al., 1997]. Stąd cloczking również w standardowych niskoobciążonych wieńcach turbin powinien zna-

cząco wpływać na straty w wieńcu. Z punktu widzenia poprawy sprawności turbiny najbardziej interesujące jest wykorzystanie zjawiska clockingu kierownic dla zwiększenia sprawności w punkcie nominalnym, w którym turbina zwykle pracuje. Stąd dalsze badania turbiny TM3-00 skierowane zostały w stronę wyjaśnienia przyczyn braku zmian sprawności dla częstości nominalnej. Ze względu na duże wymiary śladów załopatkowych pierwszej kierownicy w stosunku do wymiarów łopatek wirnika powinny one generować na jego wylocie szeroką strefę przepływu o niskim ciśnieniu, która powinna oddziaływać znacząco z przepływem w drugiej kierownicy. Natomiast z przebiegu sprawności pokazanej na rysunku 5.16 aerodynamiczna interakcja pierwszej kierownicy i wirnika oraz oddziaływanie jej śladów z przepływem w drugiej kierownicy nie przebiega w myśl tych założeń. W zjawisku clockingu ważne wydaje się być oszacowanie zmian strat w wieńcach i towarzyszące im zmiany sprawności turbiny. Oszacowanie potencjału clockingu, tj. jego wpływu na straty i sprawność pozwala konstruktorowi podjąć decyzję o dalszym przebiegu prac związanych z optymalnym wykorzystaniem clockingu dla zwiększenia sprawności turbiny.

6. WPLYW POŁOŻENIA KIEROWNIC NA PARAMETRY PRZEPŁYWU

6.1. Badania stacjonarnego pola przepływu

Zjawisko clockingu kierownic dotyczy przede wszystkim oddziaływania śladów i dużych struktur wirowych z warstwami przyściennymi, na które nakładają się oddziaływania od pól potencjalnych kierownic i wirników. Bardzo ważne jest oddziaływanie pierwszej kierownicy z pierwszym wirnikiem, w wyniku którego za pierwszym wirnikiem powstaje strefa przepływu o niskim ciśnieniu całkowitym, której usytuowanie względem krawędzi natarcia drugiej kierownicy decyduje o stratach w następnym stopniu.

Celem prac przedstawionych w tym rozdziale była identyfikacja tego obszaru oraz poznanie jego wpływu na przepływ w drugim stopniu. Oszacowanie zmian strat w warstwach przyściennych drugiej kierownicy i poszczególnych wieńców łopatkowych wynikające z clockingu kierownic było szczególnie ważne dla określenia jego potencjału, co pozwoliłoby określić możliwości poprawy sprawności turbiny. W rozdziale przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych dotyczących badań pól przepływu w szczelinach i rozkładu ciśnienia na łopatkach kierownic. Do oceny zmian przepływu w kanałach wirników w zależności od położenia kierownic wykorzystano obliczenia programem TASKFlow.

Szczegółowe badania przepływu stacjonarnego przeprowadzono dla nominalnej częstości obrotów turbiny ($n = 49$ Hz), dla sześciu wzajemnych położen kierownic pokazanych na rys. 4.4, uzupełniając je dodatkowymi badaniami w zakresie innych częstości obrotów, co rozszerzyło podstawowy zbiór danych dla częstości nominalnej.

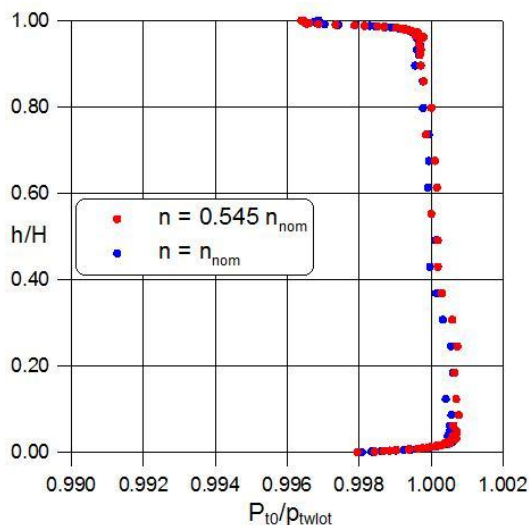
6.1.1. Pomiary sondami pneumatycznymi w szczelinach międzywieńcowych

6.1.1.1. Rozkład ciśnienia całkowitego na wlocie do turbiny

Rozkład ciśnienia całkowitego p_{t0} na wlocie do turbiny określony trzyotworkową pneumatyczną sondą umieszczoną jedną podziałką przed wlotem na pierwszą kierownicę, przekrój „0” (rys. 4.4 i 4.12) dla dwóch częstości obrotów turbiny pokazano na rys. 6.1. Ciśnienie odniesiono do ciśnienia całkowitego p_{wlot} mierzonego w przekroju oznaczonym jako „parametry na wlocie” (rys. 4.12).

Rozkład ciśnienia całkowitego na wlocie jest jednorodny z cienkimi warstwami przyściennymi przy wewnętrznym i zewnętrznym obrzeżu (~ 4 mm grubości). W środkowej części kanału (h/H od 0.4 do 0.6) ciśnienie całkowite p_{t0} było równe ciśnieniu p_{twlot} mierzonemu w części wlotowej przed turbiną. Przyjęto,

że ciśnienie odniesienia p_{t0} jest ciśnieniem określonym w połowie wysokości kanału i równym ciśnieniu całkowitemu na wlocie przed turbiną $p_{wlot.}$



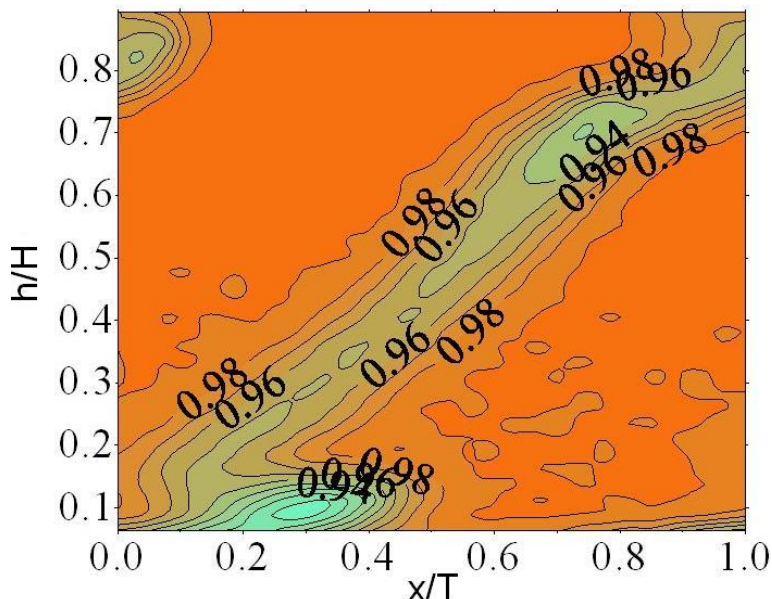
Rys. 6.1. Rozkład ciśnienia całkowitego na wlocie do turbiny.
Częstość obrotów nominalna $n = 49$ Hz

Rozkład prędkości na wlocie miał podobny przebieg jak rozkład ciśnień całkowitych. Ciśnienie statyczne było stałe po wysokości kanału. Turbulencja na wlocie zmierzona w połowie wysokości kanału ($h/H = 0.5$) sondą termooanemometryczną jednodrucikową wyniosła 0.5%.

6.1.1.2. Pole ciśnień i prędkości w szczelinach międzywieńcowych

Na rys. 6.2 pokazano wyniki pomiarów sondami pneumatycznymi pięcio-otworkowymi średniego pola ciśnień całkowitych za pierwszą kierownicą, w przekroju oznaczonym „1” na rys. 4.12. Badania wykonano w przekroju położonym w kanale 30% wartości cięciwy osiowej za krawędzią spływu łopatki kierownicy, stanowiło to 70% wartości szczeliny międzywieńcowej.

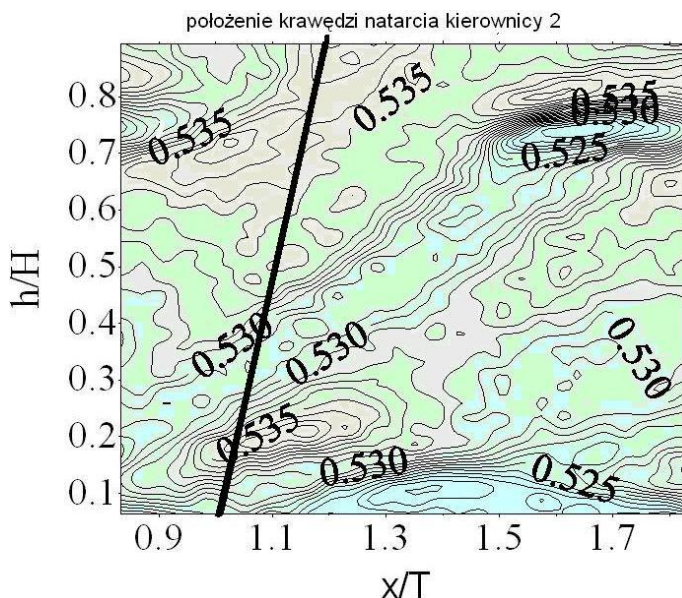
W rozkładzie ciśnienia całkowitego widoczna jest strefa szerokiego śladu załopatkowego w środkowej części kanału kierownicy i duże strefy przepływów wtórnych przy wewnętrznym i zewnętrznym obrzeżu. Badania wykonano dla sześciu różnych położenia wzajemnych kierownic. Nie zaobserwowano wpływu wstecznego – potencjalnego drugiej kierownicy na tę strefę przepływu. Również kąty wypływu z pierwszej kierownicy nie wykazywały zmian w zależności od clockingu kierownic. Obwodowo uśrednione rozkłady ciśnień i kątów nie zależały od wzajemnego położenia kierownic [Krysiński et al., 1999].



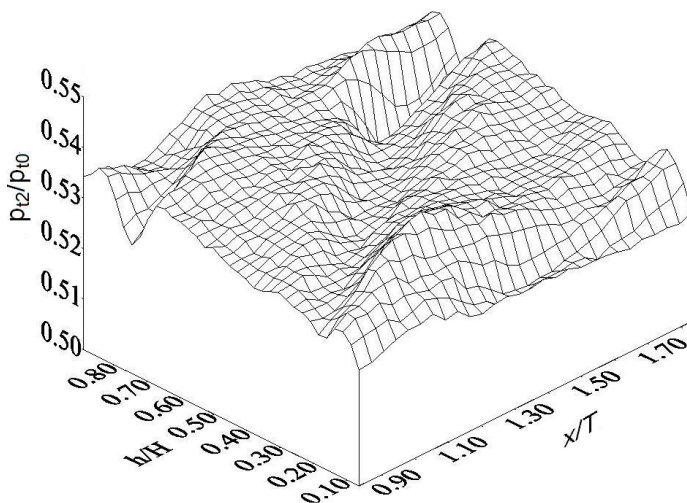
Rys. 6.2. Rozkład ciśnienia całkowitego (p_{t1}/p_{t0}) za pierwszą kierownicą wzdłuż wysokości kanału h/H i po obwodzie na podziałce x/T . Położenie kierownic $x'/T = 0.68$. Częstota obrotów nominalna $n = 49$ Hz

Wyniki badań rozkładu ciśnienia całkowitego bezpośrednio za pierwszym wirnikiem w odległości płaszczyzny pomiarowej wynoszącej 20% wartości cięciwy osiowej łopatki wirnika, co stanowiło 10% wartości szczeliny międzywieńcowej, pokazano na rys. 6.3. W rozkładzie ciśnienia wyraźnie widoczna jest strefa przepływu o niższym ciśnieniu będąca wynikiem interakcji aerodynamicznej śladów z pierwszej kierownicy z pierwszym wirnikiem. Obszar ten jest znakomicie widoczny na rys. 6.4.

Położenie krawędzi natarcia drugiej kierownicy, zaznaczone na rys. 6.3, jest jednak całkowicie nieskorelowane z tym obszarem, stąd clocking może mieć charakter lokalny. Zatem sumaryczny wpływ clockingu kierownic na straty w drugiej kierownicy może być niewielki, jeśli w przepływie przez szczelinę międzywieńcową strefa niskiego ciśnienia nie zmieni położenia względem krawędzi natarcia drugiej kierownicy. Przy obrzeżach w rozkładach ciśnienia całkowitego widoczne są bardzo silne struktury przepływu wtórnego. Przy obrzeżu wewnętrznym strefa przepływów wtórnych rozszerza się do środka kanału w stosunku do tej strefy w pierwszej kierownicy. Jest to rezultat oddziaływania przepływów wtórnych kierownicy i wirnika.

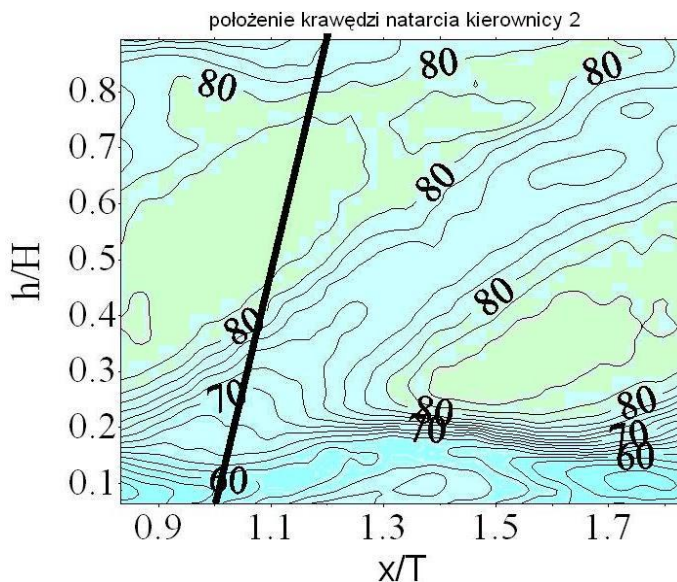


Rys. 6.3. Rozkład ciśnienia całkowitego (p_{t2}/p_{t0}) na wylocie z pierwszego wirnika wzdłuż wysokości kanału h/H i po obwodzie x/T . Częstość obrotów nominalna $n = 49$ Hz



Rys. 6.4. Rozkład ciśnienia całkowitego (p_{t2}/p_{t0}) w układzie bezwzględny na wylocie z pierwszego wirnika wzdłuż wysokości kanału h/H i po obwodzie x/T .
Częstość obrotów nominalna $n = 49$ Hz

Strefa niskiego ciśnienia jest bardzo dobrze widoczna również w rozkładzie kąta α_2 za pierwszym wirnikiem, rys. 6.5. Widoczne jest znaczne nachylenie tej strefy, która zajmuje całą podziałkę kierownicy. Wlot do drugiej kierownicy pokazany jest na rys. 4.2.



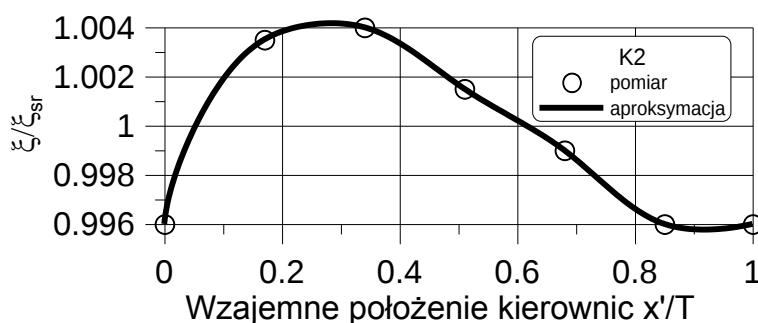
Rys. 6.5. Rozkład kątów w układzie bezwzględny α_2 na wylocie z pierwszego wirnika wzdłuż wysokości kanału h/H i po obwodzie x/T . Częstota obrotów nominalna $n = 49$ Hz

Zmiany kątów napływu za wirnikiem w obszarze niskiego ciśnienia wynoszą 5 stopni w środku kanału i zwiększają się w kierunku ścianek osiągając nawet 10 stopni przy obrzeżu wewnętrznym. Wykonane badania przepływu za pierwszym wirnikiem dla sześciu różnych wzajemnych położenia kierownic pokazują, że rozkłady na podziałce kierownicy średnich wielkości przedstawionych na rys. 6.2 do 6.5 są identyczne, a zmiana położenia pierwszej kierownicy względem drugiej jedynie przesuwają po obwodzie niejednorodności na podziałce średnie pole przepływu w płaszczyźnie za pierwszym wirnikiem.

Pokazane na rys. 5.16 wyniki obliczeń rozkładu temperatury za pierwszym wirnikiem (na wlocie do drugiej kierownicy) w połowie szczeliny międzywieńcowej potwierdzają, że strefa ta jest silnie zwichrowana względem krawędzi natarcia i rozciąga się na całej podziałce kierownicy podobnie jak w badaniach eksperymentalnych strefa ciśnienia na rys. 6.3. Na rys. 5.16 widoczny jest wzrost temperatury przy obrzeżu wewnętrznym i zewnętrznym w strefie przepływów wtórnych. Przy obrzeżu zewnętrznym występuje najwyższa temperatura strugi związana z przepływem w szczelinie nad pierwszym wirnikiem. Ze względu na brak możliwości zagęszczenia siatki obliczeniowej w tym obszarze wyniki obliczeń pozwalają tylko na ocenę jakościową tego zjawiska. Obszary o podwyższonej temperaturze są obszarami o zwiększonej dyssypacji energii. Stanowią one spójne strefy oddziałujące na przepływ w drugiej kierownicy.

Na rys. 6.6 przedstawiono skalowane w przekroju poprzecznym na podziałce kierownicy i wysokości kanału zmiany ciśnienia całkowitego na wylocie z drugiej kierownicy (przekrój 3, rys. 4.12) pomierzone w stosunku do ciśnienia

na wlocie dla wspomnianych sześciu położen pierwszej kierownicy względem drugiej [Krysiński et al., 1999]. Pomiary wykonano w przekroju położonym w kanale 30% wartości cięciwy osiowej za krawędzią spływu łopatki kierownicy, stanowiło to 70% wartości szczeliny międzywieńcowej. Zmiany te, przy niezmiennych rozkładach ciśnienia całkowitego za pierwszym wirnikiem w funkcji clockingu kierownic, wynikają ze zmian ciśnienia całkowitego w drugiej kierownicy i w szczelinie międzywieńcowej w funkcji clockingu kierownic. Maksymalne straty w drugiej kierownicy wystąpiły gdy kierownice były przesunięte względem siebie o $x'/T = 0.34$ podziałki, a minimalne straty gdy były przesunięte względem siebie o $x'/T = 0.84$ podziałki.



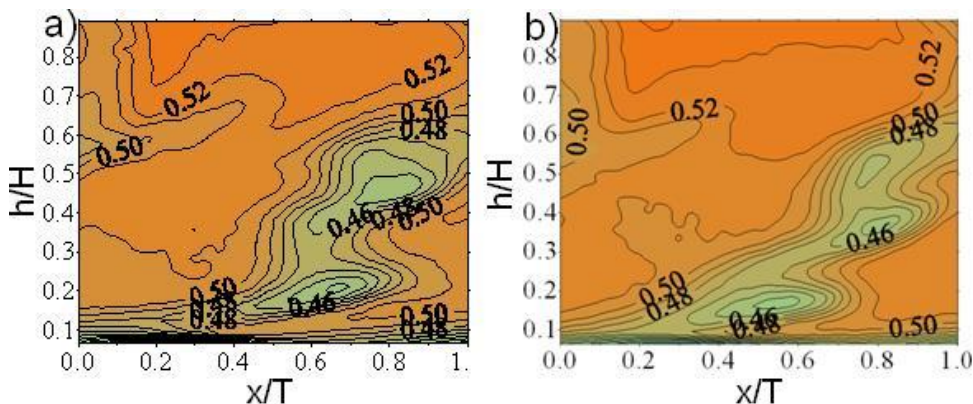
Rys. 6.6.. Zmiany strat w drugiej kierownicy w funkcji clockingu kierownic.
[Krysiński et al, 1999]

Zmiany strat drugiej kierownicy w funkcji clockingu kierownic są niewielkie i wynoszą tylko 1% wyznaczonych za drugą kierownicą strat uśrednionych z sześciu położen pierwszej kierownicy względem drugiej. Są one wypadkową lokalnych oddziaływań strefy niskiego ciśnienia z krawędzią natarcia drugiej kierownicy i wynikają ze zmian strat w warstwach przyściennych, przepływach wtórnych i strat mieszania za krawędzią spływu łopatek drugiej kierownicy.

Na rys. 6.7a pokazano rozkład ciśnienia całkowitego na wylocie z drugiej kierownicy dla maksymalnych, a na rys. 6.7b dla minimalnych strat pokazanych na rys. 6.6. Pomimo stosunkowo małych zmian strat w drugiej kierownicy, na rys. 6.7a i b widoczne są różnice w rozwoju przepływów wtórnych dla tych dwu wzajemnych położen kierownic. Na rys. 6.7a widoczny jest bardzo silny wzrost strefy przepływów wtórnych przy obrzeżu wewnętrznym, a także wzrost i migracja do środka kanału struktur przepływu wtórnego przy jej zewnętrznym obrzeżu kanału przepływowego. Rozwój przepływu wtórnego przy obrzeżu zewnętrznym kierownicy jest złożony i wynika z oddziaływania przepływu wtórnego pierwszej kierownicy, wiru przecieku nadłopatkowego z wirnika i wiru kanałowego drugiej kierownicy. Wir przecieku nadłopatkowego jest strukturą dominującą w strefie przepływu wtórnego na wirniku i będzie wspólnie z wirem pierwszej kierownicy przesuwając wir kanałowy drugiej kierownicy w kierunku środka kanału [Lampart, 2006]. Migracja przepływów wtórnych do środka kana-

lu jest w obu przypadkach widoczna. Wydaje się, że w dużej części migracja ta ma miejsce w szczelinie międzywieńcowej i wynika ze spadku ciśnienia statycznego wzdłuż wysokości łopatki w kierunku obrzeża wewnętrznego.

Na rys. 6.7b struktury przepływu wtórnego przy obu obrzeżach są nieco słabiej rozwinięte. Na wylocie z drugiej kierownicy przepływy wtórne przy obrzeżu wewnętrznym i zewnętrznym oddziałują ze sobą niezależnie od położenia kierownicy. Różnice w stratach na wylocie z drugiej kierownicy, pokazane na rys. 6.6, mogą również wynikać z faktu, że struktury przepływu wtórnego w drugiej kierownicy są słabsze dla położenia kierownic $x'/T = 0.84$ niż w położeniu $x'/T = 0.34$.

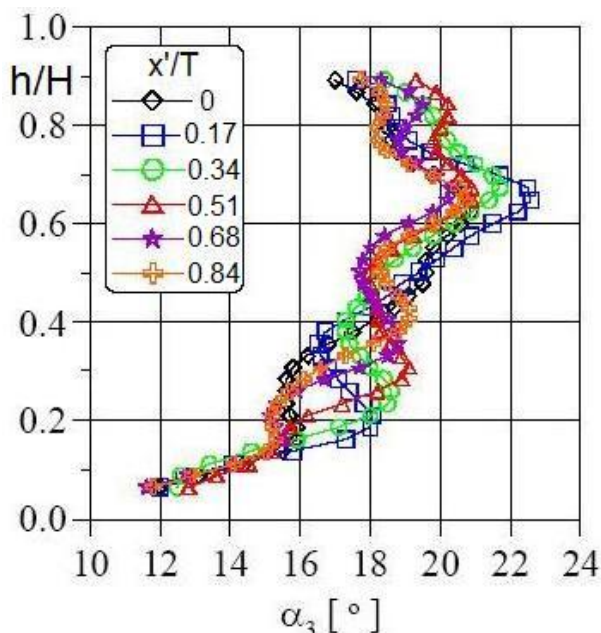


Rys. 6.7. Zmiany ciśnienia całkowitego na wylocie z drugiej kierownicy wzdłuż wysokości kanału h/H i po obwodzie na podziałce x/T .
Położenie kierownic: a) $x'/T = 0.34$, b) $x'/T = 0.84$

Zmiana intensywności oddziaływania przepływów wtórnych może być również określona na podstawie zmiany kąta wypływu strumienia z kierownicy. Uśrednione na podziałce rozkłady kąta wylotowego pokazano na rys. 6.8.

Widoczne jest, że zmiany kąta wylotowego w środkowej części kanału są mniejsze niż przy obrzeżach wewnętrznym i zewnętrznym. Świadczy to o bardzo intensywnym oddziaływaniu struktur przepływu wtórnego w drugiej kierownicy. Można stąd sądzić, że różnice w stratach na rys. 6.6 wynikają głównie ze zmiany intensywności oddziaływania przepływów wtórnych. Przy obrzeżu zewnętrznym clocking kierownic może zmienić kat strumienia na wylocie z kierownicy o 3 stopnie a przy obrzeżu wewnętrznym nawet o 4 stopnie.

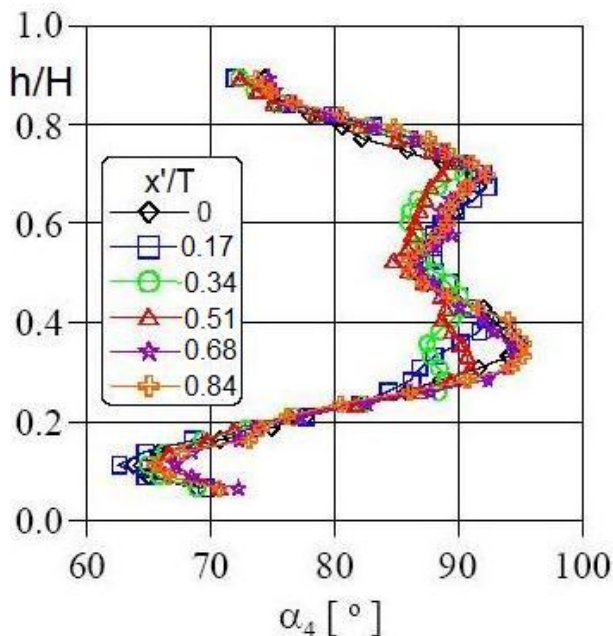
Dla względnego ustawienia kierownic $x'/T = 0.17$ i 0.34 (rys. 6.8) widoczne są bardzo jednorodne rozkłady kąta w środkowej części wysokości kanału, pomiędzy $h/H = 0.4 - 0.6$, które wskazywałyby na możliwość występowania strefy śladów, która rozdzielałaby przepływy wtórne przy obrzeżach, jednakże straty w obu przypadkach są zbliżone do strat maksymalnych [Krysiński et al., 1999]. Przy obu obrzeżach kąty wypływu i ich zmiany po wysokości kanału osiągają wartości największe.



Rys. 6.8. Zmiany kąta uśrednionego na podziałce na wylocie z drugiej kierownicy dla różnych wzajemnych położen kierownic x'/T

Przy obrzeżu wewnętrznym dla h/H poniżej 0.2 można zauważyć strefę, w której kąty wypływu nie zmieniają się w funkcji clockingu kierownic i są mniejsze od geometrycznego kąta spływu ($\alpha_{3\text{geom}} = 16^\circ$, rys. 4.4). Jest to strefa trójwymiarowych warstw przyściennych przy obrzeżu wewnętrznym. Clocking kierownic nie oddziałuje na tę strefę przepływu. Natomiast przy obrzeżu zewnętrznym duże zmiany kąta dla $h/H = 0.9$ wskazują, że oddziaływanie może mieć miejsce nawet powyżej $h/H = 0.9$ a więc w zakresie przepływów przyściennych.

Drugi wirnik znajduje się pod wpływem struktur wirowych wypływających z drugiej kierownicy, zmodyfikowanych przez struktury wirowe i ślady z pierwszej kierownicy. Wpływ clockingu kierownic na rozkłady kąta wylotowego widoczny jest tylko w środkowej strefie kanału (rys. 6.9). Przy obrzeżach wewnętrznym i zewnętrznym brak jest wpływu clockingu kierownic na rozkłady kąta wypływu. Wynika to prawdopodobnie z rozwoju warstw przyściennych na obrzeżach, które są turbulentne i stąd wymieszanie strugi przy obrzeżach następuje bardzo szybko. Badania stopnia turbulencji w płaszczyźnie za drugim wirnikiem pokazują, że w strefach brzegowych turbulencja strugi jest największa przy obrzeżach i może wynosić nawet ponad 20 % [Krysiński et al., 1999]. Strefy warstw przyściennych na obu brzegach kanału są obszarami o bardzo dużych zmianach kąta na wylocie z drugiego wirnika, który jest mniejszy od nominalnego osiowego kąta wypływu.



Rys. 6.9. Uśrednione na podziałce kąty na wylocie z drugiego wirnika dla różnych wzajemnych położenia kierownic x'/T

Rozkład kątów na wylocie z drugiego wirnika jest symetryczny z dwoma wartościami ekstremalnymi, które wskazują na obecność w tej strefie wirów kanałowych przy obrzeżach wewnętrznym i zewnętrznym. Jest to bardzo charakterystyczny rozkład kątów, typowy dla modelu oddziałujących ze sobą przepływów wtórnych. Strefy przepływów wtórnych zajmują praktycznie całą wysokość kanału wirnikowego. Większe zróżnicowanie kątów, dla $h/H \sim 0.3$, wskazuje na silniejsze oddziaływanie wirów przepływu wtórnego pierwszej i drugiej kierownicy przy obrzeżu wewnętrznym niż zewnętrznym. Można zauważyć, że w przypadku napływu z drugiej kierownicy przepływu wtórnego o największych stratach ($x'/T = 0.34$) zmiany kąta są najmniejsze w środkowej strefie. Przepływ o mniejszych stratach na wylocie z kierownicy ($x'/T = 0.84$) powoduje największe zmiany kąta na wylocie w tej strefie.

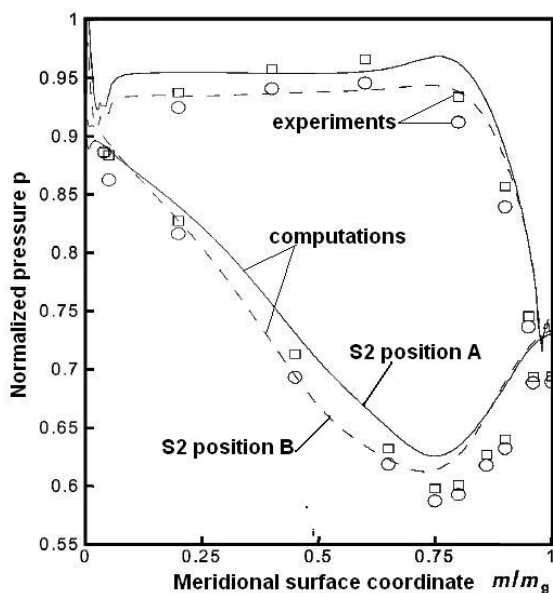
6.1.2. Badania rozkładu ciśnienia statycznego, określenie zmian strat w warstwach przyściennych poszczególnych wieńców w zależności od clockingu kierownic

6.1.2.1 Uwagi wstępne

Badania przepływu stacjonarnego wykazały istnienie strefy przepływu o niższym ciśnieniu za pierwszym wirnikiem turbiny TM3-00 i wynikające stąd zróżnicowanie przepływu na obwodzie, na podziałce drugiej kierownicy. Brak

jest jednak oszacowania wpływu tego obszaru w szczególności na warstwę przyścienną rozwijającą się na łopatkach następnego wieńca. Brakuje metody, która pozwoliłaby oszacować zmiany strat w warstwie na łopatkach poszczególnych wieńców, co pozwoliłoby określić potencjał clockingu. Ogólnie uważa się, że redukcja prędkości średniej opływu łopatki jest „pierwotnym” mechanizmem redukcji strat w clockingu, jednakże brak jest obliczeń zmian strat w warstwie wynikłych z tego faktu.

W pracy przyjęto założenie, że redukcja strat w zjawisku clockingu wynika przede wszystkim ze spadku prędkości opływu łopatki. Przyjęte wstępne założenie o związku strat i prędkości opływu profilu było wynikiem analizy badań numerycznych i eksperymentalnych rozkładów ciśnienia na profilu drugiej kierownicy trzystopniowej turbiny przedstawionych w pracy Hohna [Hohn, 2003] i pokazanych na rysunku 6.10. Rozkłady te otrzymano dla dwóch różnych wzajemnych położen drugiej kierownicy względem pierwszej. Obliczone rozkłady ciśnienia na profilu odniesiono w pracy Hohna do ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia. W przypadku mniejszego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia (linia ciągła) ciśnienie dynamiczne – jako różnica ciśnienia na krawędzi natarcia i ciśnienia na profilu łopatki – jest mniejsze niż w przypadku ciśnienia maksymalnego na krawędzi natarcia, stąd prędkość opływu profilu łopatki jest mniejsza dla niższego ciśnienia na krawędzi natarcia niż dla wyższego ciśnienia.



Rys. 6.10. Wyniki obliczeń i pomiarów ciśnienia na łopatkę drugiej kierownicy dla dwu różnych pozycji clockingu kierownic [Hohn, 2003].

Obliczenia: linia ciągła (mniejsza prędkość) i przerywana (większa prędkość)

W badaniach Hohna brakowało jednak oszacowania zmian strat wynikających z redukcji prędkości opływu łopatki wynikłej z przestawienia kierownic. Stąd pierwszym etapem pracy było oszacowanie zmian strat związanych z redukcją opływu na podstawie danych w literaturze i następnie zaproponowanie sposobu obliczania zmian strat w clockingu kierownic. Wykonany przegląd literatury dotyczącej badań rozkładów ciśnienia na profilach i związanych z nimi strat miały na celu sprawdzenia czy zmiany prędkości opływu łopatki mogą być uważane za główne źródło zmian strat w zjawisku clockingu.

Haldeman [Haldeman, 2004] stwierdził, że w badaniach clockingu w turbinach obserwuje się zmiany niestacjonarnego ciśnienia na łopatkach, ale zależność pomiędzy tymi zmianami i sprawnością turbiny jest nieuchwytna. Natomiast zmiany średniego ciśnienia na łopatkach drugiej kierownicy, a szczególnie zmiany ich wartości scałkowanych na profilu, były w jego badaniach zgodne ze zmianami sprawności turbiny w funkcji clockingu kierownic. Stąd zmiany ciśnienia na profilu mogą być uważane za parametr ujawniający straty w warstwie przyściennnej [Gundlach, 2005], a liczone z nich prędkości opływu profilu mogą być następnie użyte do obliczenia strat w warstwie przyściennnej, np. zgodnie z propozycją Dentona [Denton, 1993].

Należy podkreślić, że obliczenia turbulentnych warstw przyściennych bez i z gradientem ciśnienia przy pomocy DNS potwierdziły, że przyrost entropii w warstwie przyściennnej jest proporcjonalny do prędkości U_e na brzegu warstwy przyściennnej w potęgę 3 [Mc Eligot, 2006] zgodnie z sugestiami Dentona. Obserwacje Haldemana [Haldeman, 2004] i obliczanie strat na podstawie prędkości na brzegu warstwy [Denton, 1993] są bardzo interesujące, gdyż liczone w stosunkowo prosty sposób straty byłyby proporcjonalne do przyrostu entropii w warstwie, a więc jedynej właściwej miary strat w przepływach niestacjonarnych.

Określając zmiany średniego rozkładu ciśnienia na łopatkach kierownic i wirników można zidentyfikować zmiany strat w warstwach przyściennych poszczególnych wieńców w funkcji clockingu. Daje to możliwość zoptymalizowania ich wzajemnego ustawienia dla wykorzystania pełnego potencjału clockingu kierownic i wirników i uzyskania jak największych zmian sprawności turbiny w zależności od clockingu.

W proponowanej przez autora dysertacji metodzie badań clockingu, zmiany strat w warstwie przyściennnej w zależności od położenia kierownic oblicza się dla dwuwymiarowej warstwy przyściennnej przekształcając równanie (2.8) do postaci (6.1), gdzie S'' [$W/(m^2K)$] stanowi przyrost entropii na grubości warstwy przyściennnej i wyraża generację entropii na jednostkę powierzchni [Denton, 1993].

$$S'' = C_d \rho U_e^3 / T \quad (6.1)$$

Całkowitą generację entropii S' w warstwie przyściennnej na stronie ssącej lub ciśnieniowej otrzymamy całkując lokalną generację entropii S'' w przekroju warstwy (rów. 6.1) od krawędzi natarcia do krawędzi spływu.

$$S' = s_0 \int_0^1 S'' d(s/s_0) = s_0 \int_0^1 C_d \frac{\rho U_e^3}{T} d(s/s_0) \quad (6.2)$$

gdzie S' jest generacją entropii na jednostkę szerokości łopatki, a s_0 odległością od krawędzi natarcia do krawędzi spływu łopatki odpowiednio na stronie ssącej lub ciśnieniowej.

W celu obliczenia współczynnika strat w warstwie przyściennej należy podzielić wygenerowaną całkowitą entropię po obu stronach łopatki przez strumień masy i przez ciśnienie dynamiczne odniesienia, któremu odpowiada prędkość odniesienia U_{ref} . W efekcie tych działań matematycznych otrzymujemy równanie (6.3) opisujące straty w warstwach przyściennych rozwijających się na profilu.

$$\xi = \frac{2s_0}{t \cos \alpha} \int_0^{s_0} C_d (U_e / U_{ref})^3 d(s/s_0) \quad (6.3)$$

Z równania (6.3) wynika, że straty w dwuwymiarowej warstwie przyściennej rozwijającej się na łopacie określonego wieńca zależą głównie od współczynnika dyssypacji C_d oraz od prędkości U_e na jej brzegu do trzeciej potęgi. Prędkość w warstwie zależy od rozkładu ciśnienia na profilu i można ją prosto wyliczyć z zależności izentropowej znając ciśnienie całkowite, które jest zwykle ciśnieniem na krawędzi natarcia lub jego okolicy.

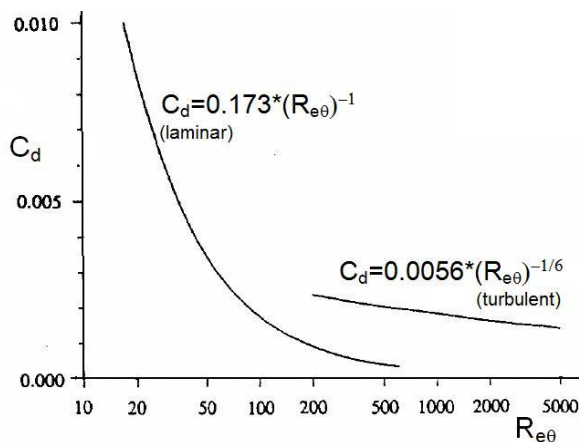
Należy podkreślić, że ogólne zastosowanie idei wyrażonej równaniem (6.3) do rzeczywistego przepływu jest dyskusyjne z uwagi na jego zwykle trójwymiarowy charakter w wieńcach łopatkowych. Niemniej jednak ten sposób obliczania strat jest stosowany w zagadnieniach dotyczących maszyn przepływowych zarówno turbin jak i sprężarek. Dokładność oszacowania strat w większości rozpatrywanych, np. przez Harrisona [Harrison, 1992] przypadków warstw przyściennych bez oderwań w palisadzie profili turbinowych z trójwymiarowymi warstwami włącznie, przy założeniu stałej wartości C_d , była bardzo dobra i wynosiła poniżej 3% wartości strat profilowych. Metoda ta była również stosowana do wyznaczenia strat w strefach przepływów wtórnych. Strat tą metodą mogą być określone na całej rozpiętości łopatki, co daje możliwość sumowania strat po wysokości kanału i oszacowania strat w palisadzie profili [Harrison, 1990] i wieńcu łopatkowym [Haller, 2002]. Metoda może być zastosowana również do optymalizacji lokalnego opływu jakiegoś fragmentu łopatki wieńca łopatkowego, np. przepływu przy stopce łopatki [Haller, 2002]. Jak podaje Denton [Denton, 1993] 2/3 strat brzegowych i profilowych ma miejsce w warstwach przyściennych. Znajduje to potwierdzenie w obliczeniach generacji entropii w przepływach 3D zarówno dla maszyn przepływowych promieniowych jak i osiowych [Iandoli et al., 2008].

Podejście takie jest szczególnie ważne we wstępnej analizie źródeł strat w warstwie przyściennej i optymalizacji układu łopatkowego. Identyfikacji zmian

strat w warstwie przyściennej w badaniach clockingu nie można jeszcze w pełni wykonać w oparciu o obliczenia niestacjonarne Naviera Stokesa z uwagi na wciąż długi czas obliczeń przyrostów entropii wynikający z konieczności znacznego zagęszczenia siatki w strefie warstw przyściennych.

Badania Opoki [Opoka, Hodson, 2008] wykazały, że clocking może być również związany ze zmianami w rozkładzie stref przepływu laminarnego i turbulentnego na stronie ssącej łopatk i ograniczeniem strefy przepływu turbulentnego na profilu, gdy na krawędź natarcia napływa ślad z kierownicy. Stąd nie można wykluczyć zmian wartości współczynnika C_d w redukcji strat w clockingu.

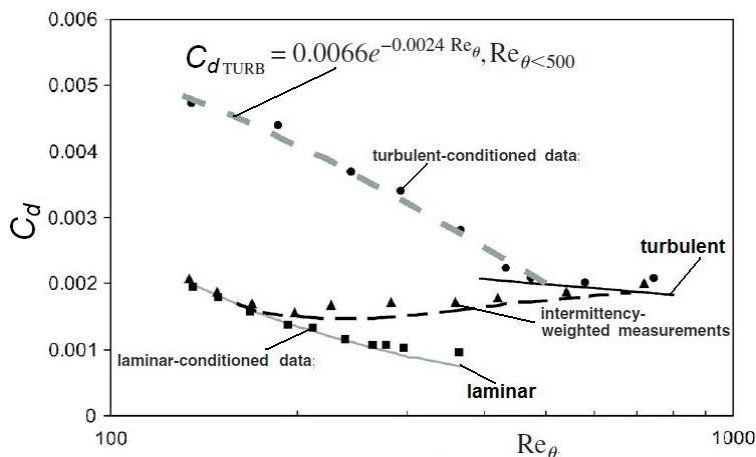
Wyniki badań zmian współczynnika C_d dla warstwy przyściennej laminarnej i turbulentnej z małym stopniem turbulencji zewnętrznego strumienia pokazano na rys. 6.11. Współczynnik dyssypacji C_d zależy od stanu warstwy przyściennej i jest funkcją liczby Reynoldsa odniesionej do grubości straty pędu $R_{e\theta}$. Współczynnik ten nie został określony w zakresie laminarno – turbulentnym warstwy przyściennej. Wykonane badania współczynnika dyssypacji C_d w niestacjonarnych przepływach laminarno – turbulentnych [Stieger, 2002] są krytykowane ze względu na sposób uśredniania wyników [Walsh et al., 2011]. Stąd mają one małą wartość poznawczą i nie znajdują potwierdzenia w symulacjach DNS warstw przyściennych z oddziaływaniem zewnętrznym turbulencji i przejściem typu „by-pass”.



Rys. 6.11. Rozkład współczynnika dyssypacji C_d w laminarnej i turbulentnej warstwie przyściennej w funkcji liczby Reynoldsa [Denton, 1993]

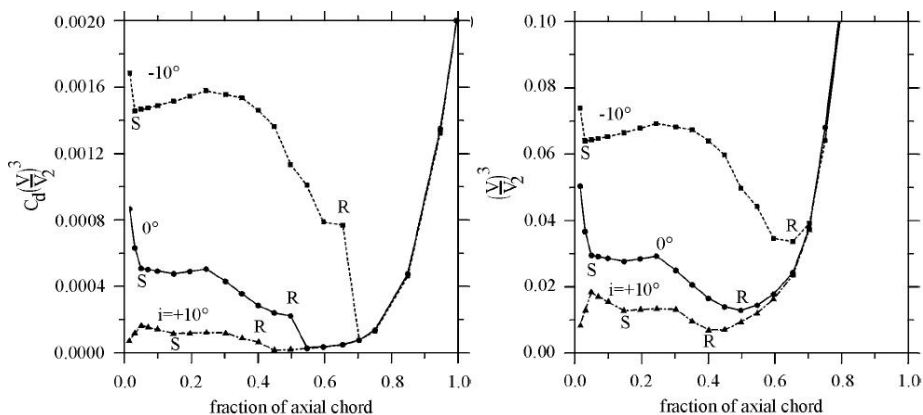
Najnowsze badania eksperymentalne i numeryczne DNS dla warstw przyściennych z turbulencją na brzegu warstwy i przejściem typu „by-pass” pokazują, że dla niskich liczb R_θ poniżej 100 współczynnik C_d zgadza się z rozkładem wyznaczonym dla przepływu laminarnego w warstwie przyściennej, rys. 6.12. Wzrost współczynnika C_d następuje, gdy turbulencja zewnętrznego strumienia powoduje indukowanie się struktur wzdłużnych wewnątrz warstwy, a dalszy

wzrost związany jest z generacją turbulentnych spotów i rozszerzaniem się strefy przepływu turbulentnego [Walsh et al., 2011]. Przykładowe zmiany współczynnika dyssypacji C_d w warstwie z przejściem typu „by-pass” i rozkładem ciśnienia jak na łopatkę w palisadzie turbinowej przedstawiono na rys. 6.12 (oznaczone jako „intermitency - weighed measurement”). Przebieg zmian współczynnika C_d w funkcji liczby Reynoldsa Re_θ jest stosunkowo płaski i będzie zależał od wzajemnego udziału przepływu turbulentnego o bardzo wysokim współczynniku dyssypacji i przepływu laminarnego. Udział ten jest określony przez współczynnik intermitencji.



Rys. 6.12. Rozkład współczynnika dyssypacji C_d w laminarnej, laminarno-turbulentnej i turbulentnej warstwie przyściennej z przejściem typu „bypass” (intermitency-weighted measurements) w funkcji liczby Reynoldsa [Nolan et al., 2006]

Przykładowe wyniki badania strat w warstwie przyściennej z oderwaniem, rozwijającej się na stronie ciśnieniowej wysoko obciążonego profilu T106 oszacowane zgodnie z równ. (6.3) [Brear et al., 2001] pokazano na rys. 6.13. W strefie oderwania obliczano współczynnik C_d z dodatkowej formuły dla przepływu z oderwaniem, natomiast powyżej punktu przyklejenia oderwania przyjmowano jego stałą wartość typową dla warstwy turbulentnej równą 0.002. Na rysunku pokazano (po lewej stronie) rozkłady lokalnego współczynnika strat (wyrażenia pod całką w równaniu 6.3) oraz (po prawej stronie) rozkłady lokalnej prędkości V na brzegu warstwy odniesione do prędkości na wylocie z palisady V_2 i podniesione do trzeciej potęgi. Porównując wyniki badań pokazane na rys. 6.13 widoczne jest, że straty na stronie ciśnieniowej profilu T106 zależne są zarówno od wartości współczynnika C_d , jak i względnej prędkości $(V/V_2)^3$ na brzegu warstwy przyściennej. Współczynnik C_d w strefie oderwania jest kilkanaście razy większy od wartości C_d dla turbulentnej warstwy i rośnie wraz z wielkością oderwania. Charakter przebiegu rozkładów lokalnych strat i prędkości V^3 jest jednak bardzo podobny, można wyciągnąć podobne wnioski o zmianach strat w warstwie z obu wykresów.



Rys. 6.13. Rozkłady lokalnego współczynnika strat (wyrażenia pod całką) i prędkości na brzegu warstwy przyściennej V do potęgi 3 na wysokoobciążonym profilu T-106.

V_2 – prędkość na wylocie z palisady profilu [Brear et al., 2001]

Jak już podkreślono, wielu badaczy [Harrison, 1990], [Haller, 2002], [Choi et al., 2008] przyjmowało stałą wartość współczynnika typową dla turbulentnej warstwy, tj. $C_d = 0.002$, szczególnie w odniesieniu do badań warstw przyściennej na łopatkach w wieńcach łopatkowych turbin [Haller, 2002] i sprężarek [Choi et al., 2008]. Założenie stałości współczynnika C_d było bardzo użyteczne przy porównywaniu strat profilowych i brzegowych w palisadach z łopatkami prostymi, nachylonych i krzywoliniowymi [Harrison, 1992]. Straty mieszania za krawędzią natarcia szacowano z ogólnie znanych relacji [Denton, 1993], które zależą od parametrów warstwy przyściennej na spływie z łopatki. Stąd redukując straty w warstwie redukuje się również straty mieszania.

W zakresie laminarno – turbulentnym ze względu na zmniejszającą się prędkość strugi w kierunku krawędzi natarcia i silną zależność strat od jej 3 potęgi wpływ zmian C_d poniżej liczby $Re = 100$ jest praktycznie pomijalny [Harrison, 1992].

W niniejszej pracy zadaniem głównym było określenie zmian strat w warstwie przyściennej w funkcji clockingu kierownic. Obliczenia warstw przyściennej dla maksymalnej i minimalnej sprawności drugiej kierownicy w clockingu kierownic wykonane przez Cizmasa [Cizmas, Dorney, 1998] pokazują, że rozkłady grubości straty pędu θ w zakresie laminarnej i przejściowej warstwy przyściennej nie różnią się od siebie. Różnice w rozkładzie grubości straty pędu θ obserwowano głównie w strefie turbulentnej warstwy przyściennej dla której można przyjąć stałą wartość współczynnika C_d . Problem uwzględnienia zmian współczynnika dyssypacji w badaniach clockingu nie może być obecnie rozwiązany i wymagane są tutaj dalsze badania struktury warstwy na profilu, w szczególności gdy na krawędź natarcia napływa struga o mniejszym ciśnieniu.

Do analizy strat w warstwie przyściennej w zależności od clockingu kierownic przyjęto stałą wartość współczynnika C_d . Równanie (6.3) upraszcza się

wtedy do postaci wyrażonej w równaniu (6.4), w którym przyjmuje się, że zmiany strat w clockingu związane są głównie z redukcją prędkości opływu profili łopatek kierownic i wirników.

$$\xi = \text{const} \cdot \int_0^1 (U_e / U_{\text{ref}})^3 d(s/s_0). \quad (6.4)$$

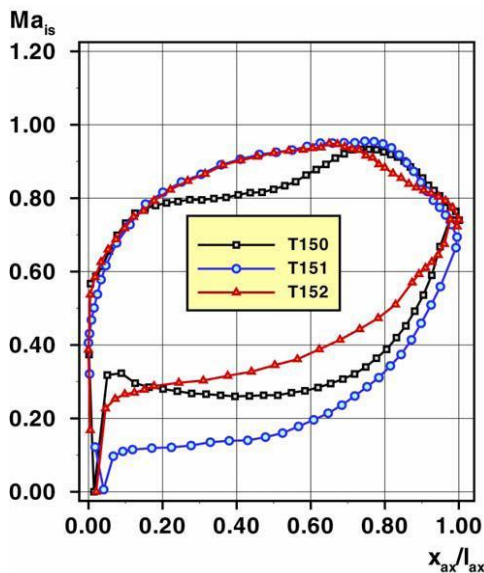
Oszacowanie strat sprowadza się do policzenia całki $(U_e/U_{\text{ref}})^3$ wzdłuż powierzchni profilu. Redukcja strat oznacza po prostu mniejszą wartość policzonej całki od krawędzi natarcia do krawędzi spływu po obu stronach łopatki.

Zależność (6.4) jest szczególnie przydatna do badań zmian strat w palisadach i wieńcach łopatkowych. Haller zastosował ją do optymalizacji strat łopatek kierownic i wirników w wysokoobciążonych stopniach turbin transonicznych. W rezultacie minimalizacji strat w warstwie przyściennej, jak również strat w strefach przyściennych przepływów wtórnych przy obrzeżach łopatki, zwiększył sprawność stopnia turbiny wysokoprężnej HPT aż o 4% w stosunku do sprawności poprzedniej generacji turbin [Haller, 2002].

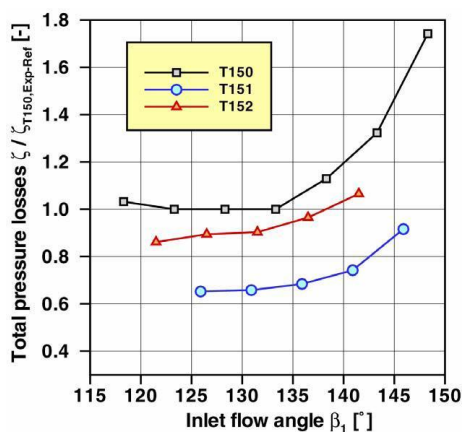
Wpływ zmniejszenia prędkości opływu profilu projektowanego dla przemysłowej turbiny gazowej na jego straty profilowe można szczegółowo prześledzić na podstawie wyników badań dwu profili zamieszczonych w pracy Cardanome [Cardanome, 2005]. Rozkłady liczby Macha dla badanych profili przedstawiono na rys. 6.14. Rozkład liczby Macha na profilu T150 jest typowy dla środkowej części łopatki produkowanych obecnie wysokoprężnych stopni turbin gazowych. Profil T150 ma znacznie większe zaokrąglenie krawędzi spływu niż pozostałe dwa profile, stąd udział strat mieszania jest znacznie większy w stratach profilowych niż pozostałych dwu profili i stąd jego wyniki badań nie nadają się do porównania wpływu zmian prędkości na straty w warstwie przyściennej.

Natomiast profile T151 i T152 są nowymi profilami projektowanymi i badanymi dla nowej generacji turbin. Profile mają takie same promienie zaokrąglenia krawędzi spływu. Podziałka względna profilu T152 wynosiła 0.726, natomiast dla profilu T151 wynosiła 0.957. Liczba Reynoldsa odniesiona do warunków na wylocie z palisady była duża i wynosiła $Re = 1.2 \cdot 10^6$. Turbulencja na wlocie do palisady wynosiła $Tu = 4\%$. Współczynniki obciążenia Zweifel'a miały wartości odpowiednio 0.89 dla profilu T152 i 1.08 dla T151. Profil T151 jest przykładem profilu wysokoobciążonego. Zwiększenie obciążenia profilu T151 w stosunku do obciążenia profilu T152 nastąpiło przez zmniejszenie prędkości na jego stronie ciśnieniowej. Redukcja prędkości na stronie ciśnieniowej oznacza, że straty profilowe dla T151 powinny być nieco mniejsze niż dla profilu T152. Zmiany strat w warstwie przyściennej trzech wymienionych profili pokazano na rys. 6.15. Obniżenie prędkości na stronie ciśnieniowej na profilu T151 zmniejszyło jego straty w stosunku do profilu T152 o 22% przy większym jego obciążeniu.

Należy zauważyć, że pewien udział w redukcji strat na profilu T151 może mieć również przesunięcie strefy maksymalnej prędkości w kierunku krawędzi spływu na stronie ssącej, stąd strefa przepływu laminarnego jest nieco większa na T151 niż na T152. Z kolei wzrost prędkości średniej w tej strefie na profilu T151 w stosunku do profilu T152 będzie powodował przyrost strat na profilu T151. W sumie wydaje się, że znacząca redukcja strat profilowych pomiędzy T152 i T150 będzie związana z redukcją prędkości opływu profilu.



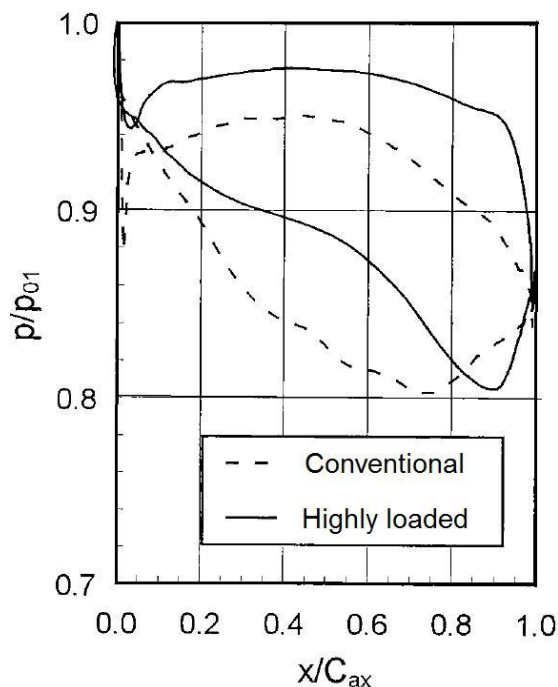
Rys. 6.14. Rozkłady ciśnienia (liczby Macha) na profilach badanych łopatek w palisadzie płaskiej. [Cardanome, 2005]



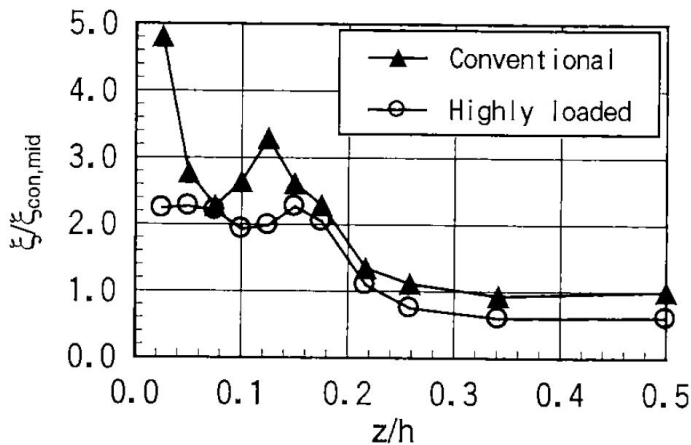
Rys. 6.15. Rozkład strat profilowych w funkcji kąta napływu strumienia.

Kąty wlotowe dla warunków nominalnych profil T151 $\beta_1 = 135.9^\circ$,
profil T152 $\beta_1 = 131.5^\circ$ [Cardanome, 2005]

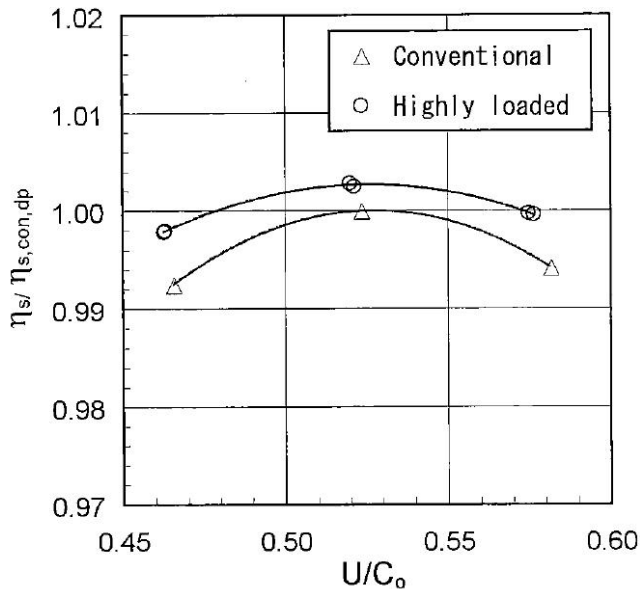
Podobnie do Cardanome postąpił Segawa [Segawa et al, 2002], który obniżył prędkość opływu na nowej wysoko obciążonej łopacie wirnika turbiny akcyjnej na całej jej wysokości. Obliczone rozkłady ciśnienia przy obrzeżu wewnętrznym łopatki, a więc w rejonie przepływów wtórnych, odniesione do ciśnienia na krawędzi natarcia na łopacie konwencjonalnej i zmodyfikowanej „highly loaded” pokazano na rys. 6.16. Straty na nowej łopacie w stosunku do strat na łopacie konwencjonalnej zmniejszyły się zarówno w środku kanału, jak i przy obrzeżu. Szczególnie widoczny jest duży spadek strat w strefie przepływów wtórnych, poniżej $h/H = 0.2$, i to aż o 40%, rys. 7.16. Spadek strat w strefie przepływów wtórnych wynika z redukcji prędkości, przesunięcia minimalnego ciśnienia w kierunku krawędzi splywu - co pozwala kontrolować rozwój przepływów wtórnych - oraz z lepszego opływu łopatki wysokoobciążonej niż konwencjonalnej w okolicy krawędzi natarcia. Zmniejszenie ciśnienia dynamicznego i wynikająca z niego redukcja prędkości opływu łopatki na stronie ciśnieniowej i ssącej jest widoczna na rys. 6.16. Wydaje się, że jest ona głównym mechanizmem redukcji strat. Sprawność turbiny z nowym ułatkowaniem wirnika wzrosła w stosunku do sprawności turbiny z łopatkami konwencjonalnymi o 0.3%, rys. 6.18.



Rys. 6.16. Rozkład ciśnienia na profilach konwencjonalnym i wysokoobciążonych łopatek wirników turbiny akcyjnej przy obrzeżu wewnętrznym [Segawa et al, 2002]



Rys. 6.17. Straty profilowe i brzegowe dla łopatki wirnika turbiny akcyjnej konwencjonalnej i wysoko obciążonej [Segawa et al, 2002]



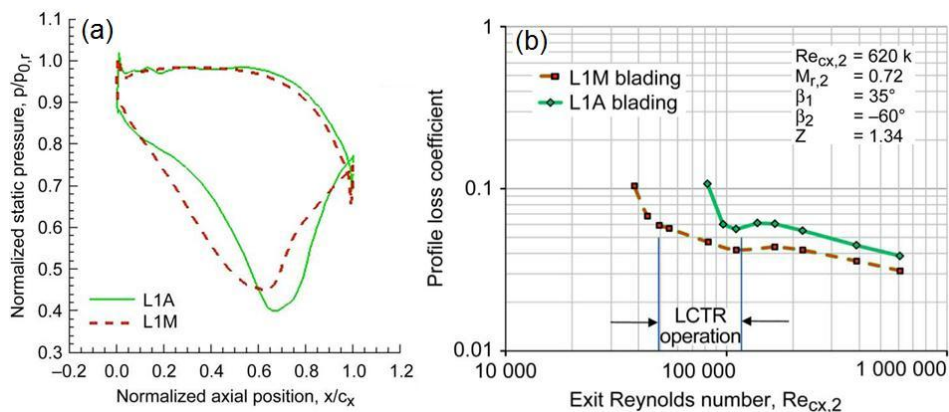
Rys. 6.18. Rozkład sprawności turbiny akcyjnej w funkcji U/C_o .
Widoczny wzrost sprawności turbiny akcyjnej z wysoko obciążonymi łopatkami wirnika [Segawa et al, 2002]

Jak już wcześniej podkreślono, w badaniach wysoko obciążonych profili w przepływie stacjonarnym (rys. 6.14) zmiany strat występowały również na stronie ssącej i mogły być związane z przesunięciem strefy przepływu laminarnego i turbulentnego na stronie ssącej. Na stronie ciśnieniowej generuje się znacznie mniej strat niż na stronie ssącej. Stąd interesujące jest sprawdzenie, czy straty ob-

liczone na podstawie zmian prędkości na stronie ssącej profilu również będą głównym składnikiem zmiany strat profilowych.

Na rys. 6.19a pokazano wyniki rozwiązań równań Naviera-Stokesa dla dwuwymiarowego przepływu z modelem turbulencji $k-\epsilon$ dla dwóch profili w palisadzie płaskiej z 5% turbulencją na wlocie [Welch, 2010]. Oba profile mają takie same obciążenia (współczynnik Zweifel'a $Z = 1.34$) i taki sam rozkład ciśnienia na stronie ciśnieniowej. Natomiast rozkłady ciśnienia na stronie ssącej nieco się różnią. Minimalne ciśnienie jest mniejsze na łopatkę L1A i bardziej przesunięte w stronę krawędzi splywu niż na łopatkę L1M. Prędkość maksymalna na pierwszej łopatkę będzie większa niż na drugiej, a zatem straty powinny być również większe na profilu L1A niż na profilu L1M. Jednocześnie przesunięcie punktu minimalnego ciśnienia do krawędzi natarcia na profilu L1M oznacza, że na większej części strony ssącej łopatki L1M niż łopatki L1A będzie rozwijała się turbulentna warstwa, która zwiększy straty na łopatkę L1M w stosunku do strat na łopatkę L1A.

Wyniki obliczeń strat profilowych na łopatkach (rys. 6.19b) pokazują, że straty są niższe na łopatkę L1M z niższą prędkością opływu niż na łopatkę L1A z wyższą prędkością opływu łopatek. Podobne zależności pomiędzy stratami profilowymi obserwowano również we wcześniejszych badaniach Hoheisela [Hoheisela et al., 1987] dotyczących profili łopatkowych obciążonych z „przodu” i z „tyłu” z 5.1% turbulencją na wlocie do palisady. Największe straty profilowe, niezależnie od rodzaju obciążenia, miał profil o największej prędkości na stronie ssącej. Można stąd sądzić, że zmiany strat są ściśle związane ze zmianami rozkładu prędkości na profilach i stąd zmiany strat będą liczone również poprawnie, gdy wystąpią niewielkie zmiany w rozkładach laminarnych i turbulentnych stref przepływu na profilu w badaniach clockingu kierownic.



Rys. 6.19. Wyniki obliczeń wysokoobciążonych profili turbinowych a) rozkłady ciśnienia na profilach w funkcji współrzędnej wzdłuż osi palisady, b) rozkład strat w funkcji liczby Reynoldsa odniesionej do cięciwy [Welch, 2010]

Zaproponowany prosty sposób określania zmian strat w funkcji clockingu kierownic powinien przyczynić się do lepszego poznania zjawiska clockingu. Proponowana metoda umożliwia oszacowanie zmian strat oraz określenie położenia minimalnych i maksymalnych strat w wieńcu w funkcji clockingu kierownic, a zatem umożliwi optymalne ustawienie poszczególnych wieńców dla uzyskania wzrostu sprawności turbiny. Pozwoli to wykorzystać clocking do konstruowania stopni turbinowych o wyższej sprawności. Sama metoda badań jest prosta, bo oparta na pomiarze rozkładu średnich ciśnień na profilu, których zmiany są rezultatem interakcji przepływu ogólnie biorąc niestacjonarnego w zjawisku clockingu. Poprawne ustawienie łopatek w wieńcach umożliwi również dokładniejsze zbadanie wpływu oddziaływania śladów z poprzednich wieńców na strukturę warstwy przyściennej rozwijającej się wtedy na znacznej rozpiętości łopatki.

W celu policzenia rozkładu prędkości na poszczególnych profilach kierownic i wirników $U_e = U_e(s)$ przyjęto założenie, że maksymalne ciśnienie na profilu w pobliżu krawędzi natarcia jest ciśnieniem całkowitym p_t w punkcie stagnacji strugi. Obliczoną lokalną prędkość odniesiono do maksymalnej prędkości liczonej ze spadku ciśnienia w turbinie p_{ref} (rów. 6.5) pomiędzy jej wlotem i wylotem do otoczenia. Obliczona izentropowa prędkość U_{ref} miała taką samą wartość niezależnie od wzajemnego położenia wieńców łopatkowych turbiny. Prawa strona równania (6.5) pokazuje dwa źródła redukcji prędkości opływu łopatki widoczne na rys. 6.10. Redukcja prędkości może być rezultatem zmniejszenia ciśnienia na krawędzi natarcia p_t oraz wzrostu względnego ciśnienia na łopatce $p_{(s/s_0)}/p_t$

$$U_e / U_{ref} = \sqrt{\frac{p_t - p_{(s/s_0)}}{p_{ref}}} = \sqrt{\frac{p_t}{p_{ref}} \left(1 - \frac{p_{(s/s_0)}}{p_t} \right)}, \quad (6.5)$$

gdzie p_t – maksymalne ciśnienie (p_{max}) na profilu, $p_{(s/s_0)}$ – ciśnienie lokalne, p_{ref} – spadek ciśnienia w turbinie, s – odległość od krawędzi natarcia po powierzchni profilu.

Pomiary ciśnień na profilu wykonano względem ciśnienia otoczenia.

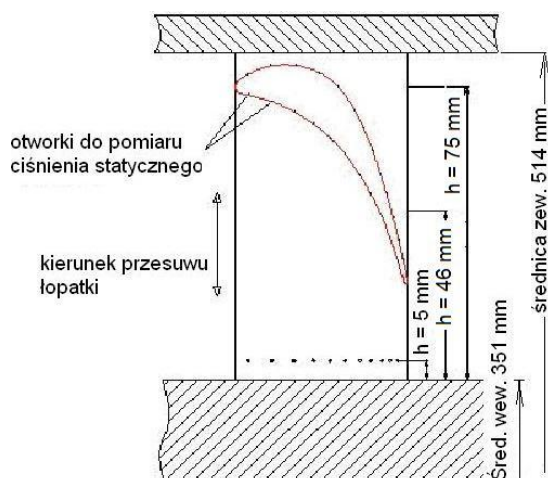
Wpływ strefy przepływu o mniejszym ciśnieniu za pierwszym wirnikiem na warstwę przyścienną drugiej kierownicy i wzajemne oddziaływania pozostałych wieńców łopatkowych turbiny TM3-00 zbadano wykonując pomiary rozkładu ciśnienia na łopatkach pierwszej i drugiej kierownicy oraz obliczenia rozkładów ciśnienia na łopatkach wirników. W ten sposób można było oszacować zmiany strat w poszczególnych wieńcach w zależności od położenia kierownic i określić na tej podstawie wpływ clockingu kierownic na zmiany strat w strefach przyściennych i dalej na sprawność poszczególnych wieńców turbiny.

Należy podkreślić, że do tej pory tylko w jednej pracy udało się skorelować clocking na całej wysokości kanałów łopatkowych kierownic i wirników w

dwustopniowej turbinie, co w efekcie dało 4% zmianę sprawności turbiny [Jouni et al., 2003]. W pozostałych pracach brak korelacji zmian sprawności po wysokości łopatek drastycznie redukowało zmiany sprawności turbin. Stąd analiza rozkładu ciśnienia na łopatkach i stosunkowo prosta analiza zmian strat mogłaby być dobrą metodą do wstępnego oszacowania potencjału clockingu i następnie zmiany położenia krawędzi natarcia łopatek dla uzyskania jak największej sprawności turbiny.

6.1.2.2. Analiza rozkładów ciśnienia na pierwszej kierownicy

Pomiary ciśnienia statycznego na łopatkach pierwszej i drugiej kierownicy wykonano przy pomocy łopatki wyposażonej w otworki ciśnienia statycznego. Można było ją przesuwając wzdłuż wysokości kanału i w ten sposób określić rozkłady ciśnienia na łopatkach w wybranych trzech przekrojach pokazanych na rysunku 6.20. Znaczącą część pomiarów wykonano na jednej podziałce dla 13 wzajemnych położenia kierownic i kilku częstości obrotów turbiny. W celu zbadania powtarzalności zmian strat określonych zgodnie ze wzorem 6.5 wykonano dodatkowo badania dla 26 różnych ustawień kierownic obejmujących ~ 2.5 podziałki dla pierwszej i drugiej kierownicy.



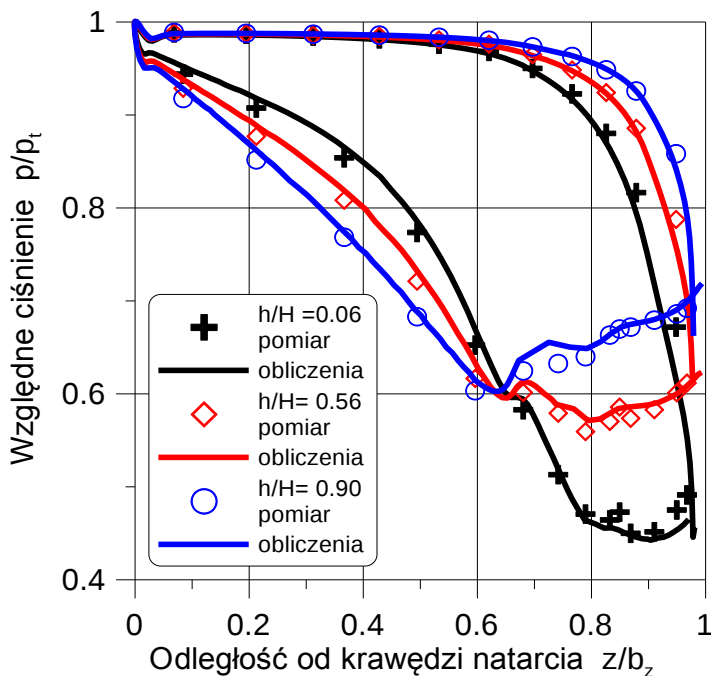
Rys. 6.20. Pomiary rozkładu ciśnienia na łopatkach kierownic dla względnej wysokości kanału $h/H = 0.06, 0.56, 0.90$

Rozkłady uśrednionego na podziałce dla wspomnianych 13 położenia kierownic ciśnienia na łopatkach pierwszej kierownicy, zmierzone i obliczone programem TASKflow, pokazano na rys. 6.21. Pomierzone ciśnienia na stronie ssącej i ciśnieniowej profilu dla trzech wysokości kanału przepływowego h/H odniesiono do ciśnienia na krawędzi natarcia profilu pierwszej kierownicy. Zgodność pomierzonych i obliczonych rozkładów ciśnienia na profilu jest bardzo dobra. Obliczo-

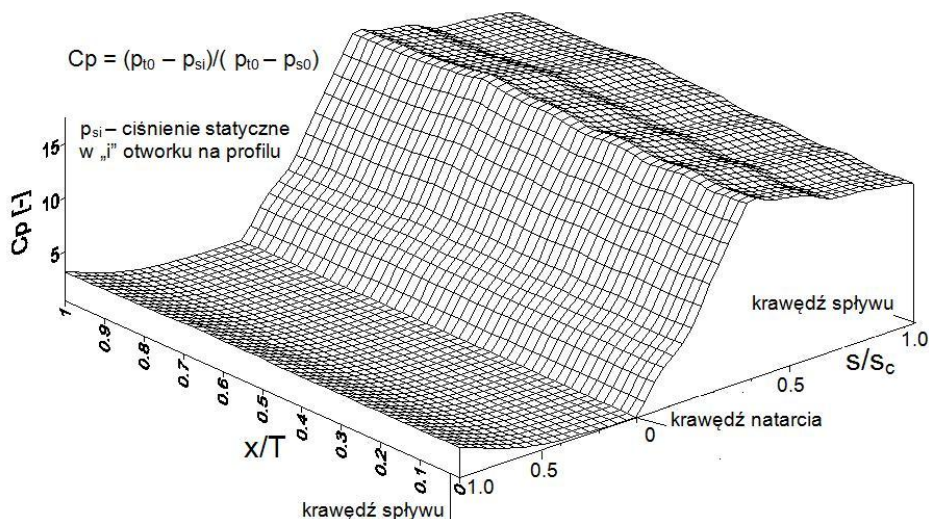
ne i pomierzone ciśnienia na krawędzi natarcia zgadzały się z dokładnością do 10 Pa, co stanowiło 0.06% wartości spadku ciśnienia p_{ref} w turbinie.

Pochylenie krawędzi spływu łopatek kierowniczych powoduje spadek minimalnego ciśnienia na profilu na stronie ssącej w kierunku obrzeża wewnętrznego i tym samym największa prędkość ma miejsce przy obrzeżu wewnętrznym ($h/H = 0.06$), co prowadzi do wzrostu strat w tym rejonie. Minimalne ciśnienie na profilu dla względnej wysokości kanału $h/H = 0.06$ jest przesunięte w kierunku krawędzi spływu. Przesunięcie to ma pozytywny wpływ na kontrolę i straty przepływów wtórnych [Segawa et al., 2002], [Pullan, 2006]. W strefie obrzeża wewnętrznego są więc dwa przeciwstawne wpływy, od których zależy generacja strat. Należy podkreślić, że we współczesnych rozwiązaniach układów łopatkowych dąży się do tego, aby punkt minimalnego ciśnienia był przesunięty do krawędzi spływu, ale równocześnie wartości samego ciśnienia minimalnego były takie same po wysokości kanału [Pfau, 2003]. Z tego względu większa prędkość przy obrzeżu wewnętrznym może być źródłem dodatkowych strat.

Zmierzony rozkład średniego ciśnienia na profilu pierwszej kierownicy dla wysokości kanału $h/H = 0.56$ w funkcji położenia kierownic pokazano na rys. 6.22. Zmiany ciśnienia są małe, niemniej ich regularne zmiany, szczególnie na stronie ssącej łopatki, są dobrze widoczne.

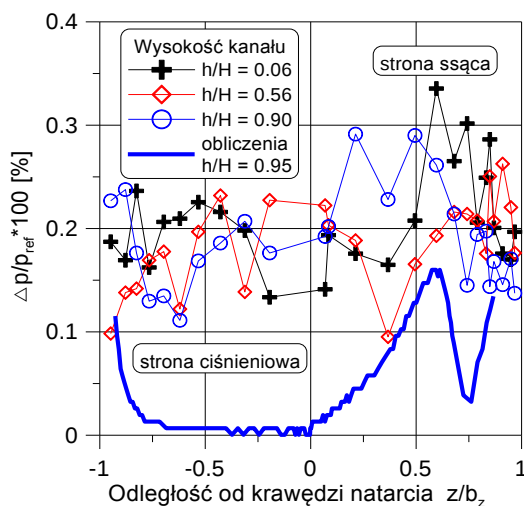


Rys. 6.21. Eksperymentalne i obliczone rozkłady ciśnienia statycznego na łopatkę pierwszej kierownicy dla częstotliwości nominalnej ($n = 49$ Hz)



Rys. 6.22. Rozkład współczynnika ciśnienia C_p na pierwszej kierownicy w środkowej części łopatki w funkcji położenia kierownic, $h/H = 0.56$

Zmiany ciśnienia średniego na profilu pierwszej kierownicy dla wybranych trzech wysokości kanału h/H , określone jako różnica ciśnienia maksymalnego i minimalnego w danym punkcie na profilu przy zmianie clockingu kierownic odniesiona do spadku ciśnienia w turbinie p_{ref} , pokazano na rys. 6.23. Pomimo znacznego rozrzutu wyników pomiarów na rys. 6.23 widoczne jest, że zmiany ciśnienia są większe na stronie ssącej niż ciśnieniowej i rosną w kierunku krawędzi splywu łopatki.

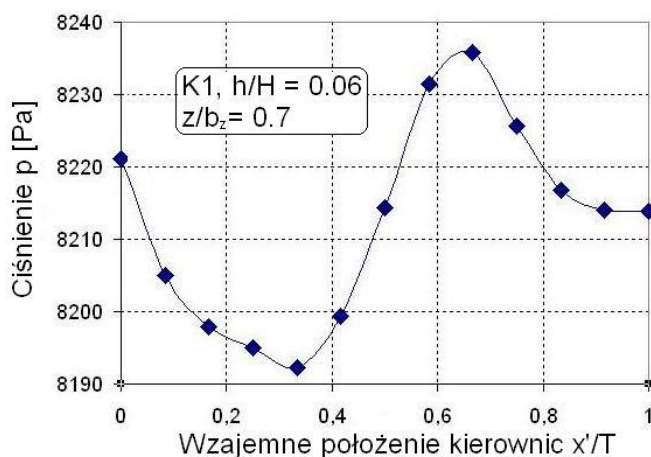


Rys. 6.23. Zmiany ciśnienia na pierwszej kierownicy spowodowane zmianą położenia kierownic, częstość obrotów turbiny $n = 49$ Hz

Zamieszczone na rysunku dla porównania wyniki obliczeń zmian ciśnienia na profilu dla $h/H = 0.95$ (największe zmiany) pokazują, że zmiany ciśnienia na łopatkę pierwszej kierownicy w clockingu kierownic można obserwować tylko w okolicy jej krawędzi spływu.

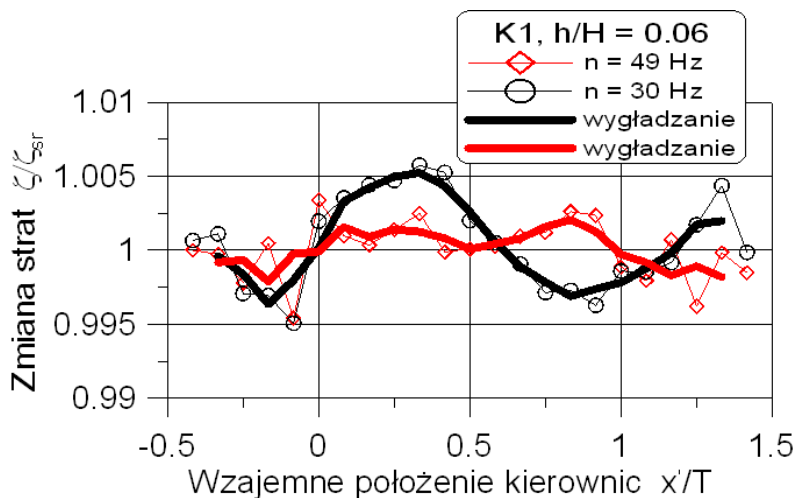
Zważywszy, że obliczenia zostały wykonane metodą stacjonarną „frozen rotor”, zgodność obliczeń i pomiarów można uznać za zadowalającą, szczególnie w okolicach krawędzi spływu. Wskazuje ona, że zmiany ciśnienia na łopatkę pierwszej kierownicy będą występować jedynie w okolicy krawędzi spływu. Brak zmian obliczonego ciśnienia w pozostałej części profilu może wskazywać, że pomierzone zmiany wynikają z błędów pomiaru, który można na tej podstawie oszacować na $\sim 0.15\%$ spadku ciśnienia w turbinie. Należy jednak odnotować, że w obliczeniach niestacjonarnych oddziaływanie potencjalne poszczególnych wieńców i stopni wydaje się być większe niż pokazane na rys. 6.23, np. w obliczeniach Yao [Yao et al., 2001] wpływ pierwszego wirnika na pierwszą kierownicę występował na całej szerokości profilu pierwszej kierownicy.

Na rys. 6.24 przedstawiono dodatkowo wykonany pomiar zmian ciśnienia na stronie ssącej w części spływowej łopatki w strefie maksymalnych zmian ciśnienia ($z/b_z \sim 0.7$, $h/H = 0.06$). Pomiary wykonano precyzyjnym przetwornikiem Honeywell z odpowiednio dobranym zakresem pomiarowym do mierzonego ciśnienia. Pomiar pokazuje regularne zmiany ciśnienia w zależności od clockingu kierownic, co potwierdza oddziaływanie drugiej kierownicy na rozkład ciśnienia na pierwszej. Widoczne regularne zmiany ciśnienia mają niewielką wartość ~ 40 Pa, co stanowi $\sim 0.3\%$ spadku ciśnienia w turbinie p_{ref} .



Rys. 6.24. Zmiana ciśnienia na stronie ssącej łopatki w okolicy krawędzi spływu pierwszej kierownicy w funkcji położenia kierownic

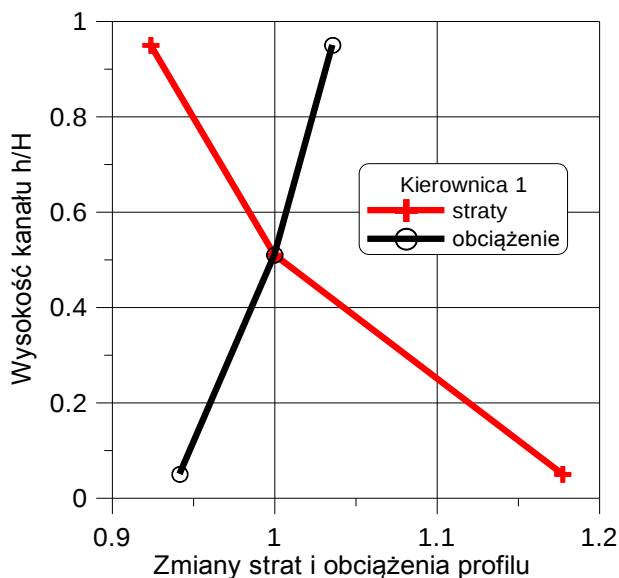
Wyniki obliczeń zmian strat na profilu pierwszej kierownicy na podstawie pomierzonych rozkładów ciśnienia (rów. 6.5) potwierdzają praktycznie brak wpływu clockingu kierownic na jej straty. Przykładowe wyniki obliczeń zmian strat dla $h/H = 0.06$ w funkcji clockingu kierownic pokazano na rys. 6.25.



Rys. 6.25. Zmiany strat na łopatkę pierwszej kierownicy obliczone z równania (6.5) w funkcji clockingu kierownic

Obserwowane zmiany strat dla częstotści nominalnej $n = 49$ Hz na rys. 6.25 są poniżej 0.3% i mają stosunkowo gładki przebieg wynikający z procedury całkowania lokalnych strat na profilu łopatki. Na rysunku 6.25 podano również przebieg strat dla mniejszej częstotści obrotów turbiny i większego obciążenia układu łopatkowego. Widoczne są w tym przypadku regularne zmiany strat pierwszej kierownicy, które wynoszą $\sim 1\%$ ich średniej wartości. Przy czym należy zauważyć, że rozkłady strat dla $n=30$ Hz są również stosunkowo gładkie, a zmiany ciśnienia były większe tylko o 20% w strefie krawędzi spływu w stosunku do pokazanych na rys. 6.24. Badania te wskazują, że dokładność określenia zmian strat na podstawie pomierzonych rozkładów ciśnienia na profilu można przyjąć na $\sim 0.3\%$ ich wartości średniej.

Zaproponowana metoda obliczania strat pozwala uściślić relacje pomiędzy obciążeniem łopatki i jej stratami, co pozwala zoptymalizować straty w danej części łopatki zgodnie z propozycją Hallera [Haller, 2002]. Na rys. 6.26 przedstawiono wyniki obliczeń obciążenia łopatki pierwszej kierownicy obliczonego z różnicy ciśnienia pomiędzy stroną ciśnieniową i ssącą (rys. 6.21) oraz stratami w warstwie przyściennej obliczonymi według równania (6.5). Obciążenia i straty odniesiono do obciążenia i strat w środku kanału. Wzrost prędkości na profilu łopatki przy obrzeżu wewnętrznym pokazany na rys. 6.21 powoduje spadek obciążenia o $\sim 5\%$, ale przyrost strat jest większy i wynosi $\sim 12\%$. Natomiast przy obrzeżu zewnętrznym mamy sytuację odwrotną – następuje przyrost obciążenia łopatki przy jednocześnie malejących stratach w warstwie przyściennej.



Rys. 6.26. Zmiany strat i obciążenia pierwszej kierownicy wzdłuż wysokości łopatki dla nominalnej częstotliwości obrotów turbiny

6.1.2.3. Analiza rozkładów ciśnienia na pierwszym wirniku

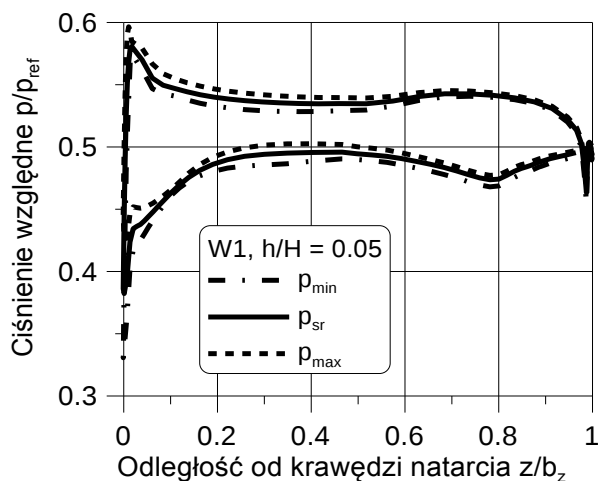
Analizę warstw przyściennych na łopatkach wirników wykonano na podstawie obliczonego rozkładu ciśnienia na łopatkach pierwszego i drugiego wirnika programem TASKflow metodą „frozen-rotor” [Krysiński et al., 2003]. Analiza przepływu w wirnikach była bardzo ważna, gdyż jak wcześniej wspomniano, wpływ niestacjonarności na straty w tego typu konstrukcji turbiny miałby głównie miejsce w kanałach wirnikowych. Na jeden kanał kierownicy przypadało sześć kanałów wirnikowych. „Obracając” wirnik o 1/6 podziałki kierownicy sześć razy można było określić zmiany ciśnienia na łopacie wirnika w trakcie jego „obrotu” na podziałce kierownicy. W pracy, podobnie do opracowania wyników niestacjonarnych obliczeń Arnone [Arnone et al., 2004], uśredniano ciśnienia na łopacie wirnika dla wspomnianych sześciu położeń oraz określano minimalne i maksymalne wartości ciśnień. W ten sposób można było prześledzić rozkład średniego ciśnienia na łopatkach wirników oraz jego zmiany, tj. różnice pomiędzy maksymalnym i minimalnym ciśnieniem w danym punkcie na łopacie w „czasie” przejścia śladu z kierownicy.

Obliczenia wykonano dla sześciu względnych położeń kierownic otrzymując w ten sposób pełną informację o zmianach w rozkładzie średniego ciśnienia na profilu wirnika i zmianach ciśnienia zależnych od „czasu”.

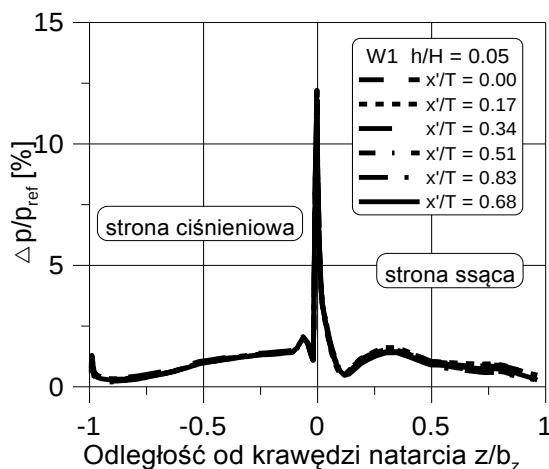
Na rysunku 6.27 pokazano przykładowy rozkład średniego ciśnienia p_{sr} na łopacie pierwszego wirnika przy obrzeżu wewnętrznym ($h/H = 0.05$ i położeniu kierownic $x'/T = 0.0$) oraz jego zmiany od minimalnych p_{min} do maksymalnych

$p_{\max}$ wartości ciśnienia podczas zmiany jego położenia na podziałce kierownicy. Rozkłady względnego średniego ciśnienia p/p_{ref} i zmiany ciśnienia na profilu w „czasie” $\Delta p/p_{\text{ref}}$ (rys. 6.28) są takie same dla wszystkich wzajemnych położen kierownic – nie zależą od clockingu kierownic.

W rozkładzie średniego ciśnienia (rys. 6.27) widoczny jest nagły wzrost ciśnienia na stronie ssącej i dalej następuje rozległa strefa przepływu opóźnionego ciągnąca się aż do $z/b_z = 0.4$. Zjawiska te powodują powstanie strefy oderwania na stronie ssącej przy wewnętrznym obrzeżu łopatki wirnika oraz spadek obciążenia łopatki. Największe zmiany ciśnienia (rys. 6.28) występują na krawędzi natarcia łopatki wirnikowej i są związane ze zmianą kąta napływu na wirnik.



Rys. 6.27. Rozkład średniego ciśnienia na łopatce pierwszego wirnika przy obrzeżu wewnętrznym ($h/H = 0.05$). Nominalna częstość obrotów

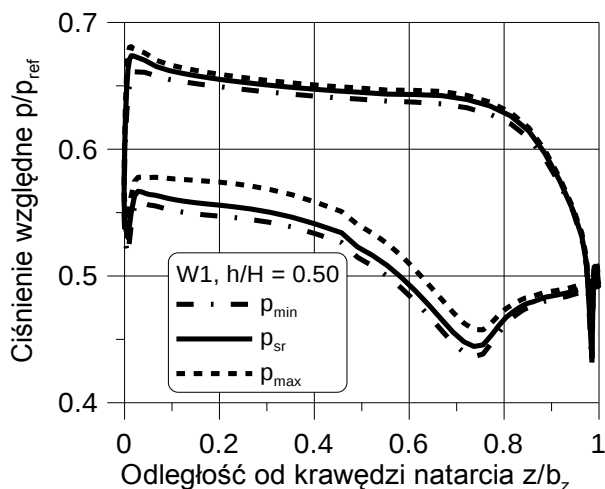


Rys. 6.28. Zmiany ciśnienia na profilu łopatki pierwszego wirnika ($h/H = 0.05$) dla różnych położen kierownic x'/T . Nominalna częstość obrotów

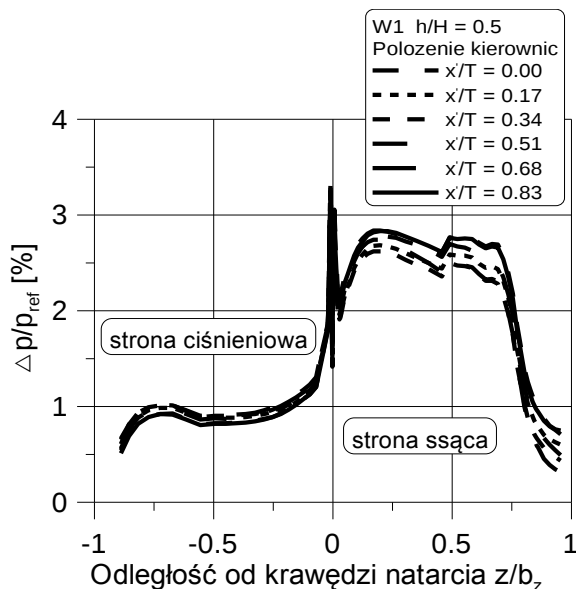
Zmiany te są rezultatem oddziaływania napływających struktur wirowych z pierwszej kierownicy ze wspomnianym oderwaniem przepływu na stronie ssącej. Zmiany ciśnienia na krawędzi natarcia łopatki pierwszego wirnika, pokazane na rys. 6.28, są bardzo duże, wynoszą ponad 10% wartości spadku ciśnienia p_{ref} w turbinie.

Rozkłady ciśnienia i jego zmiany w środkowej części łopatki ($h/H = 0.5$) pokazano na rys. 6.29 i 6.30. Podobnie jak dla $h/H = 0.05$, rozkłady średniego ciśnienia (rys. 6.29) są takie same dla wszystkich sześciu położeń kierownic. W rozkładzie ciśnienia średniego widoczny jest przyrost ciśnienia na stronie ssącej przy krawędzi natarcia, co oznacza możliwość wystąpienia oderwania przepływu w tym miejscu. Przyrost ciśnienia na stronie ssącej łopatki następuje tuż za krawędzią natarcia i jest znacznie mniejszy niż dla $h/H = 0.05$.

Zmiany ciśnienia na krawędzi natarcia (rys. 6.30) są również znacznie mniejsze niż dla $h/H = 0.05$ i wynoszą tylko 3% spadku ciśnienia w turbinie, natomiast widoczne są bardzo znaczące zmiany ciśnienia na stronie ssącej, rozciągające się aż do punktu minimalnego ciśnienia, rys. 6.29.



Rys. 6.29. Rozkład ciśnienia na profilu łopatki pierwszego wirnika w połowie wysokości łopatki $h/H = 0.50$. Nominalna częstość obrotów

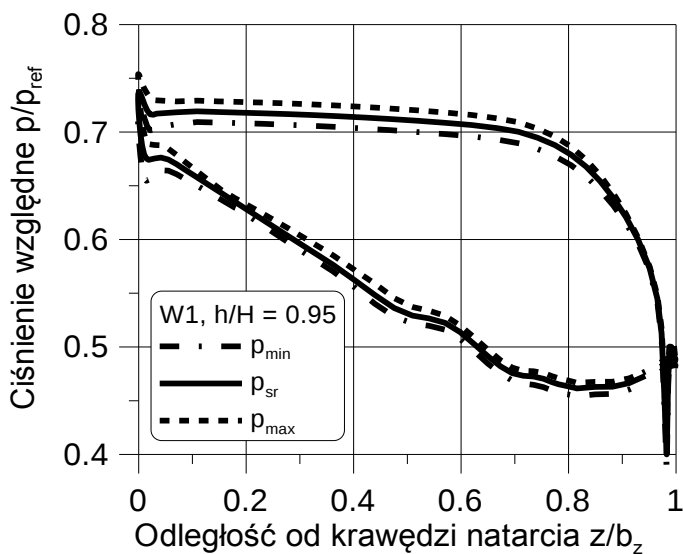


Rys. 6.30. Zmiany ciśnienia na profilu łopatki pierwszego wirnika dla różnych położenia kierownic x'/T . Nominalna częstość obrotów

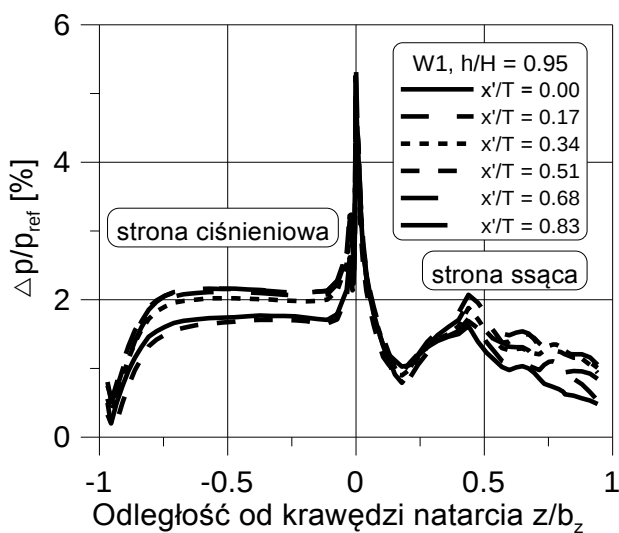
Zmiany ciśnienia występują w strefie przepływu przyspieszonego, a więc w zakresie laminarnej warstwy przyściennej. Wyniki te pozwalają wnioskować, że interakcja śladów na krawędzi natarcia nie jest tak intensywna jak interakcja struktur wirowych przy piąście. Ślady oddziałują głównie na laminarną warstwę przyścienną na stronie ssącej łopatki wirnika. Zmiany ciśnienia w niewielkim stopniu zależą od położenia kierownic.

Przy obrzeżu zewnętrznym ($h/H = 0.95$, rys. 6.31 i 6.32) rozkład ciśnienia jest wzorcowy dla łopatek obciążonych z tyłu – „aft loading”. Przepływ w warstwie przyściennej łopatki w takim przypadku charakteryzuje się małymi stratami i wysoką sprawnością [Pullan et al., 2006]. Zmiany ciśnienia są mniejsze niż w środkowej części kanału ale mają najbardziej zróżnicowane przebiegi na stronie ssącej i ciśnieniowej w zależności od clockingu kierownic. Stąd niewielkiego wpływu clockingu kierownic można oczekiwać przy obrzeżu zewnętrznym.

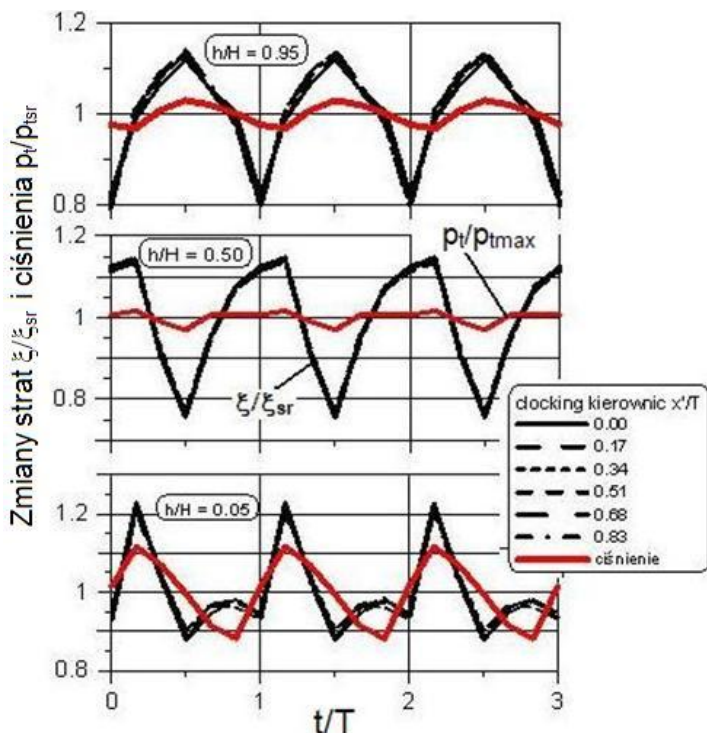
Obliczone zgodnie ze wzorem (6.5) zmiany strat w warstwie przyściennej na łopatkę pierwszego wirnika wraz ze zmianami ciśnienia na jej krawędzi natarcia w funkcji „czasu” (położenia względem krawędzi splywu łopatki pierwszej kierownicy) przedstawiono na rys. 6.33. Dla zobrazowania zmian strat wyniki ich obliczeń przedstawiono na rozpiętości 3 podziałek kierownicy T i dla 3 rozważanych położenia h/H na wysokości łopatki. Na rys. 6.33 widoczne jest, że straty w warstwach przyściennych na łopatkach pierwszego wirnika nie zależą od położenia kierownic.



Rys. 6.31. Rozkład ciśnienia na profilu łopatki pierwszego wirnika dla $h/H = 0.95$.
Nominalna częstota obrotów



Rys. 6.32. Zmiany ciśnienia na profilu łopatki pierwszego wirnika dla różnych położeń kierownic x'/T . Nominalna częstota obrotów



Rys. 6.33. Rozkłady „quasi-niestacjonarnych” strat na pierwszym wirniku w funkcji położenia kierownic dla trzech wysokości łopatki mierzonej od obrzeża wewnętrznego

Zmiany „pik to pik” strat (rys. 6.33) są spowodowane tylko przejściem śladów i struktur wirowych pierwszej kierownicy przez pierwszy wirnik. Wynoszą one kilkadziesiąt procent ($\sim 30\%$) średnich strat w warstwie przyściennej wirnika. Zmiany te są ściśle skorelowane ze zmianami ciśnienia na krawędzi natarcia łopatki. Stratom maksymalnym odpowiada ciśnienie maksymalne na krawędzi natarcia łopatki. Natomiast wartości minimalne strat i ciśnienia są względem siebie przesunięte. Jednak minimum strat znajduje się w zakresie strefy niskiego ciśnienia.

Widoczne jest, że strefa dużych strat przy obrzeżu wewnętrznym ($h/H = 0.05$) jest wąska i bardzo ostra, jeśli porówna się ją do wielkości struktur wirowych przepływu wtórnego na wylocie z pierwszej kierownicy (rys. 6.2). Rozkład ciśnienia na krawędzi natarcia dla $h/H = 0.05$ wskazuje, że maksymalne straty wystąpią, gdy wiry przepływu wtórnego wpływają do środka kanału, natomiast straty minimalne – gdy napływają w okolice krawędzi natarcia, a więc wtedy, gdy strefy przyścienne przepływu oddziałują ze sobą.

W środkowej części kanału wirnikowego ($h/H = 0.50$) zmiany strat są o kilka procent większe niż przy obrzeżu wewnętrznym i również są skorelowane ze zmianami ciśnienia na krawędzi natarcia. Zmiany ciśnienia są jednak znacznie mniejsze niż przy obrzeżu wewnętrznym, w szczególności maksimum ciśnienia

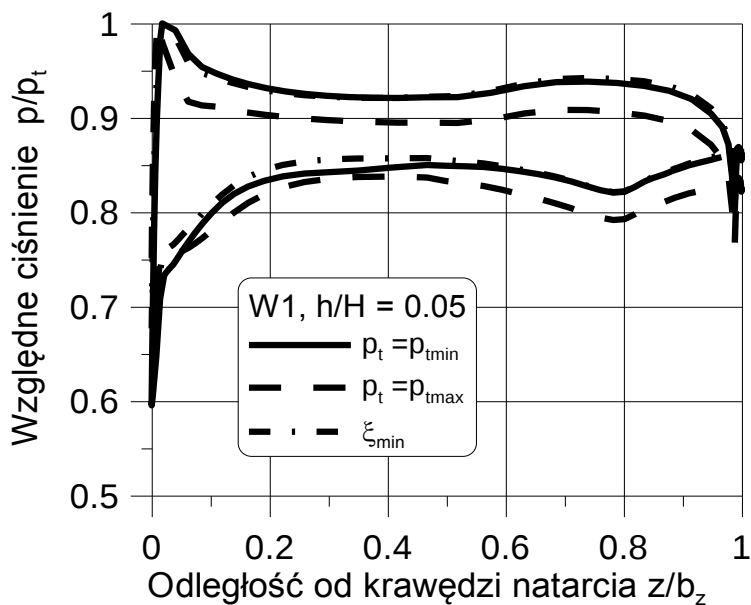
jest słabo widoczne. Jednak korelacja wartości ekstremalnych strat i ciśnienia na krawędzi natarcia jest widoczna.

Natomiast przy obrzeżu zewnętrznym ($h/H = 0.95$), podobnie jak przy obrzeżu wewnętrznym, jedynie maksimum ciśnienia jest skorelowane z maksimum strat, natomiast minima strat i ciśnienia są przesunięte względem siebie.

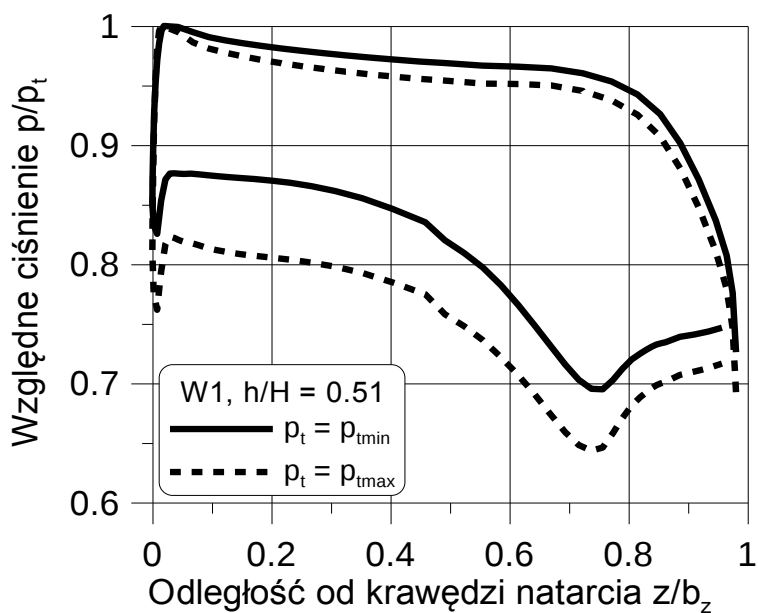
Na kolejnych rysunkach 6.34, 6.35 i 6.36 pokazano rozkłady ciśnienia na łopatkę pierwszego wirnika dla trzech rozpatrywanych wysokości kanału h/H odniesione do ciśnienia całkowitego p_t na krawędzi natarcia łopatki. Dodatkowo do rozkładów ciśnienia dla $h/H = 0.05$ pokazanych na rys. 6.34 dodano również rozkład ciśnienia dla minimalnej wartości strat w warstwie przyściennej – rys. 6.33. Mniejsze ciśnienie dynamiczne, liczone jako różnica ciśnienia na krawędzi natarcia i na profilu, oznacza mniejszą prędkość opływu łopatki. W tak obliczonych względnych rozkładach ciśnienia na profilu widoczne są duże różnice dla $p_t = p_{\max}$ i $p_t = p_{\min}$, tj. dla maksymalnych i minimalnych ciśnień na krawędzi natarcia. Szczególnie wyraźnie widoczne są zmiany względnego ciśnienia p/p_t na całej stronie ciśnieniowej i w drugiej części strony ssącej. Zmiany te są zgodne z wcześniej omówionymi wynikami obliczeń i eksperymentów przedstawionych na rys. 6.10. Należy zauważyć, że dla minimalnego ciśnienia na krawędzi natarcia ciśnienie względne na stronie ciśnieniowej wzrasta. Oznacza to dodatkową redukcję prędkości opływu łopatki, ponieważ ciśnienie całkowite na krawędzi natarcia łopatki maleje, a na profilu względne ciśnienie rośnie, prawa strona rów. (6.5). Stąd mogą wystąpić duże zmiany ciśnienia dynamicznego na profilu, które redukują straty i mogą zmienić obciążenie łopatki. Dla minimum strat dodatkowy spadek prędkości następuje na stronie ssącej.

W środkowej części kanału $h/H = 0.50$ (rys. 6.35) widoczne są duże zmiany w rozkładzie ciśnienia na ssącej stronie łopatki wirnika. Mechanizm zmian jest podobny jak na stronie ciśnieniowej dla $h/H = 0.05$. Dla minimalnego ciśnienia na krawędzi natarcia łopatki ciśnienie względne na stronie ssącej znacząco wzrasta. Oznacza to dodatkową redukcję prędkości opływu łopatki, a zatem i strat w warstwie przyściennej. W tym przypadku wobec większych zmian względnego ciśnienia na stronie ssącej może to prowadzić również do zmniejszenia obciążenia łopatki.

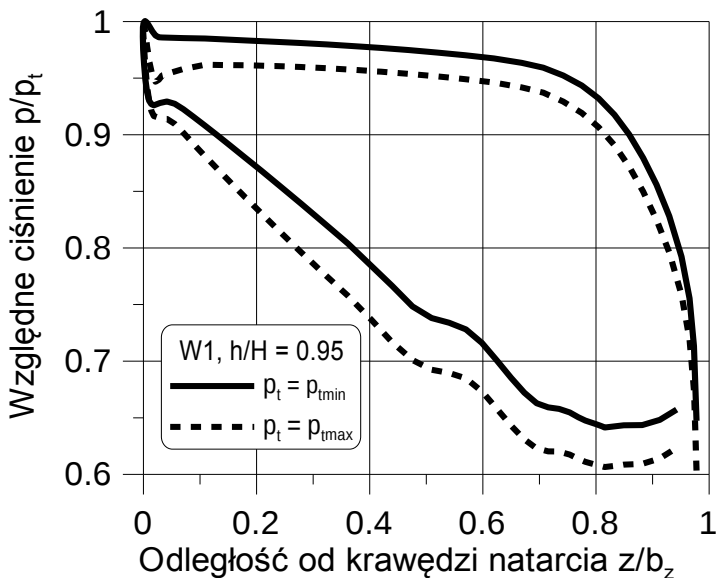
Podobne zjawiska występują przy obrzeżu zewnętrznym $h/H = 0.95$ (rys. 6.36), przy czym w tym przypadku zmiany na stronie ssącej i ciśnieniowej są podobne – stąd redukcja strat może nie powodować spadku obciążenia łopatki. Zmiany ciśnienia są w tym przypadku jakościowo podobne do zmian ciśnienia na profilu w badaniach Segawy [Segawa et al. 2002] pokazanych na rys. 6.16, którym odpowiadała 40% redukcja strat.



Rys. 6.34 Rozkład ciśnienia na łopacie pierwszego wirnika odniesiony do maksymalnego i minimalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia

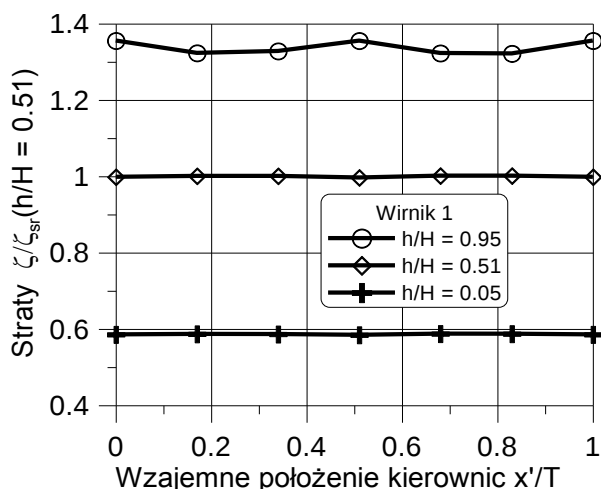


Rys. 6.35 Rozkład ciśnienia na łopacie pierwszego wirnika odniesiony do maksymalnego i minimalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia



Rys. 6.36. Rozkład ciśnienia na łopacie pierwszego wirnika odniesiony do maksymalnego i minimalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia

Zmiany uśrednionych na podziałce kierownicy (w „czasie”) strat na łopacie pierwszego wirnika w funkcji położenia kierownic pokazano na rys. 6.37. Wyniki te potwierdzają, że straty w warstwach przyściennych pierwszego wirnika nie zmieniają się w funkcji clockingu. Wcześniej pokazano, że dla częstości znamionowej również nie zmieniają się straty w warstwach przyściennych na łopatkach pierwszej kierownicy. Oznacza to, że straty pierwszego stopnia nie zmieniają się w funkcji clockingu kierownic. Pierwszy stopień w rezultacie interakcji aerodynamicznej kierownicy z wirnikiem generuje niejednorodny stacjonarny i niestacjonarny przepływ na wlocie do drugiego stopnia turbiny. Zatem ustawienie drugiej kierownicy i wynikający stąd napływ na drugi wirnik decyduje o efektach clockingu kierownic. Podobny pogląd wyraził Behr [Behr et al., 2004] w badaniach dwustopniowej turbiny. Natomiast wpływ clockingu kierownic na pierwszy stopień, w tym również na pierwszą kierownicę, może się pojawić, gdy zostanie zwiększone obciążenie układów łopatkowych, np. poprzez redukcję prędkości obrotowej turbiny.

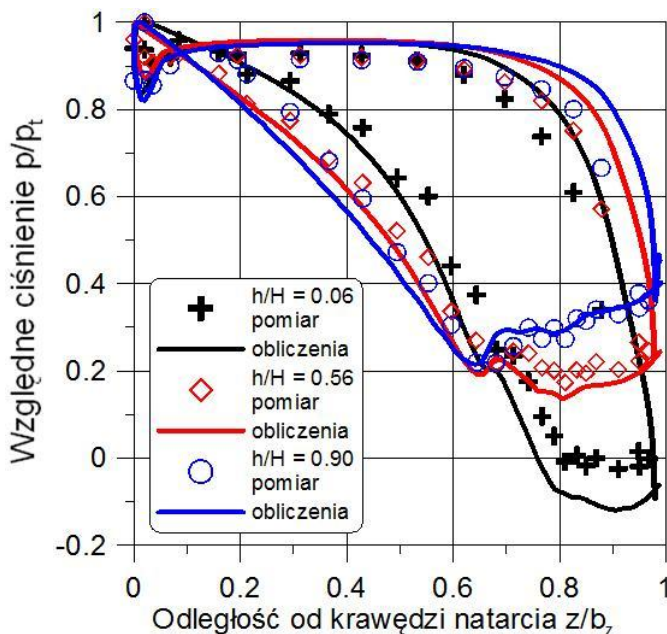


Rys. 6.37. Przebiegi straty w warstwach przyściennych na profilu łopatki pierwszego wirnika w funkcji położenia kierownic dla trzech wysokości łopatki

Z przedstawionych wyników obliczeń stacjonarnych pierwszego wirnika, wynika, że minimalne straty w warstwie przyściennej obliczane z zależności (6.5) występują, gdy na krawędzi natarcia ciśnienie jest najmniejsze, co z kolei wiąże się ze spadkiem prędkości opływu profilu łopatki. Niestacjonarne obliczenia typu URANS mogłyby potencjalnie wnieść znacznie więcej informacji o oddziaływaniu struktur wirowych i obliczeń strat w kanale wirnika. Niemniej należy podkreślić, że straty w kanale wirnikowym w tego typu turbinie obliczane metodą stacjonarną „mixing plane” i niestacjonarną zgadzały się praktycznie na całej rozpiętości łopatki wirnika i różniły się dopiero w strefie mieszania za krawędzią spływu łopatki [Pulann, 2006]. Można zatem sądzić, że obliczenia zmian strat w warstwie przyściennej na łopatkę wirnikowej są poprawne.

6.1.2.4. Analiza rozkładu ciśnienia na drugiej kierownicy

Porównanie obliczonych i pomierzonych rozkładów ciśnienia na drugiej kierownicy, uśrednionych z badań clockingu na jej podziałce, pokazano na rys. 6.38. Rozkład ciśnienia jest podobny do rozkładu ciśnienia na pierwszej kierownicy, z wyjątkiem okolicy krawędzi natarcia. Widoczne zmiany ciśnienia w tym rejonie wynikają z nieoptymalnego napływu na łopatkę. W celu poprawnego oszacowania ciśnienia maksymalnego na krawędzi natarcia łopatki wykonano dodatkowe trzy otworki do pomiaru ciśnienia rozmieszczone na krawędzi natarcia ($z/b_z = 0.00$) i po obu jej stronach w równej odległości $z/b_z = \pm 0.02$.



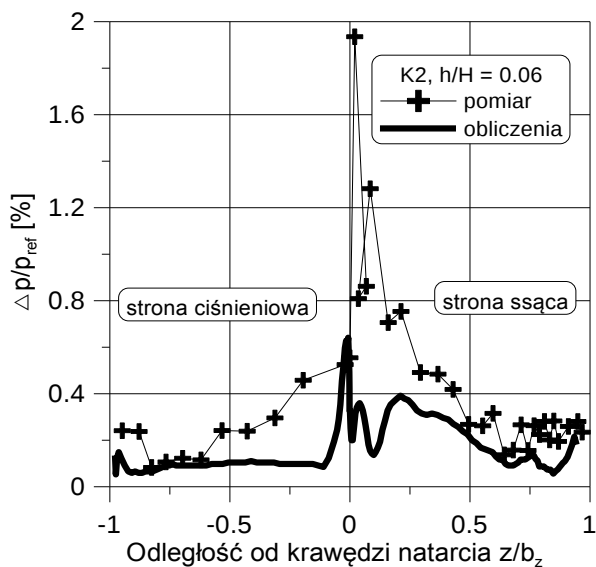
Rys. 6.38. Obliczone metodą „frozen rotor” i pomierzone rozkłady ciśnienia statycznego na łopatkę drugiej kierownicy dla częstotliwości nominalnej $n = 49$ Hz

Widoczne jest, że maksymalne ciśnienie występuje blisko krawędzi natarcia na stronie ssącej łopatki. Zgodność obliczeń i pomiarów można uznać za dobrą, aczkolwiek jest ona gorsza niż dla pierwszej kierownicy. Najniższe ciśnienie, niższe niż ciśnienie otoczenia, występuje przy obrzeżu wewnętrznym, co prowadzi do wystąpienia największej prędkości na profilu i strat w warstwie przyściennej przy obrzeżu wewnętrznym, podobnie jak dla pierwszej kierownicy.

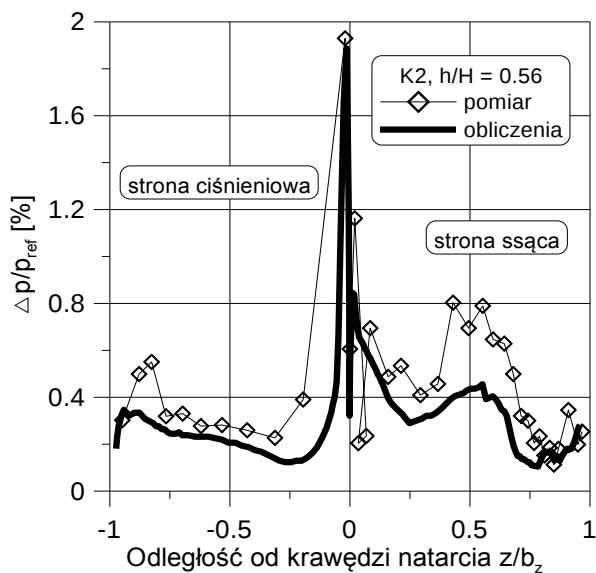
Lokalne zmiany ciśnienia określone jako różnica pomiędzy ciśnieniem maksymalnym ($p_{\max}$) i minimalnym ($p_{\min}$) w danym punkcie na łopatkę drugiej kierownicy, obliczone i pomierzone w badaniach clockingu kierownic pokazano na rys. 6.39, 6.40 i 6.41. Położenia pierwszej kierownicy względem drugiej zmieniały się zgodnie z clockingiem kierownic pokazanym na rys. 4.4. Największe zmiany ciśnienia wynikające z clockingu kierownic wystąpiły na krawędzi natarcia drugiej kierownicy i wynosiły ~ 200 Pa, tj. 1.2% spadku ciśnienia w turbinie. Zgodność pomiarów i obliczeń można uznać za dobrą, zważywszy że zmiany ciśnienia na profilu są małe, a obliczenia wykonano metodą stacjonarną „frozen rotor”. Największa zgodność obliczeń i pomiarów występuje dla środka kanału na rys. 6.40, gdzie mamy do czynienia z oddziaływaniem śladów z pierwszej kierownicy.

Przy obrzeżach zgodność jest mniejsza, szczególnie duże różnice pomiędzy obliczeniami i pomiarami występują przy oszacowaniu zmian ciśnienia na krawędzi natarcia przy obrzeżu wewnętrznym, rys. 6.39. Może to wynikać z własności samej metody, która nie jest w stanie precyzyjnie policzyć oddziaływania

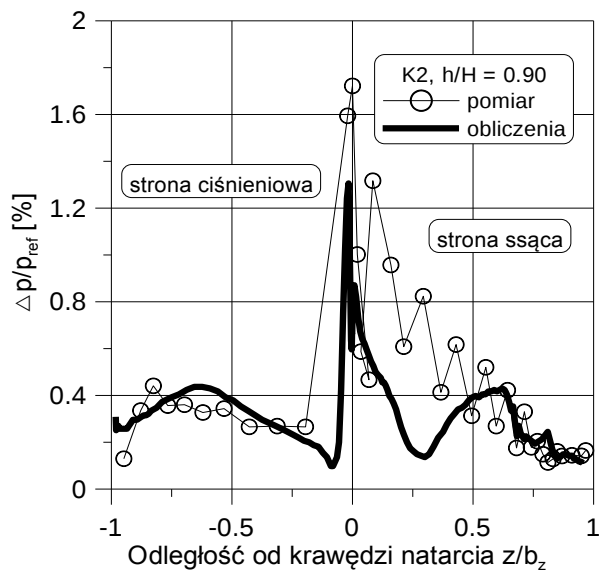
dużych struktur wirowych. Podobne problemy obserwowano również w pracy Behra [Behr et al., 2004], gdzie zastosowano 3D niestacjonarną metodę do identyfikacji clockingu w dwustopniowej turbinie.



Rys. 6.39. Obliczone i pomierzone zmiany ciśnienia na profilu łopaty drugiej kierownicy w clockingu kierownic



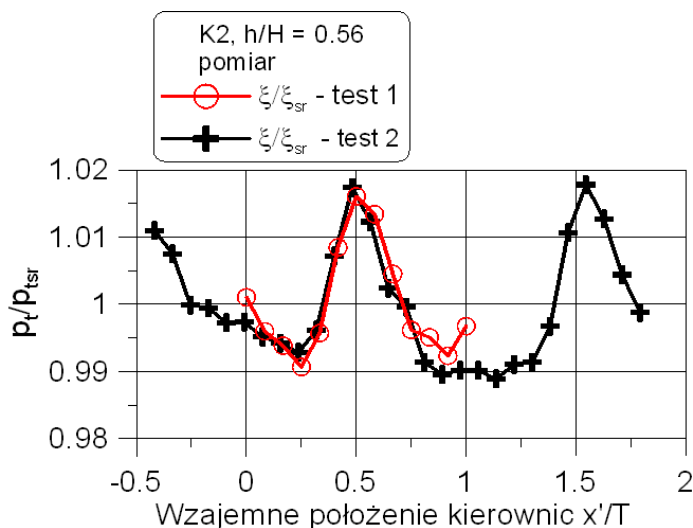
Rys. 6.40. Obliczone i pomierzone zmiany ciśnienia na profilu łopaty drugiej kierownicy w clockingu kierownic



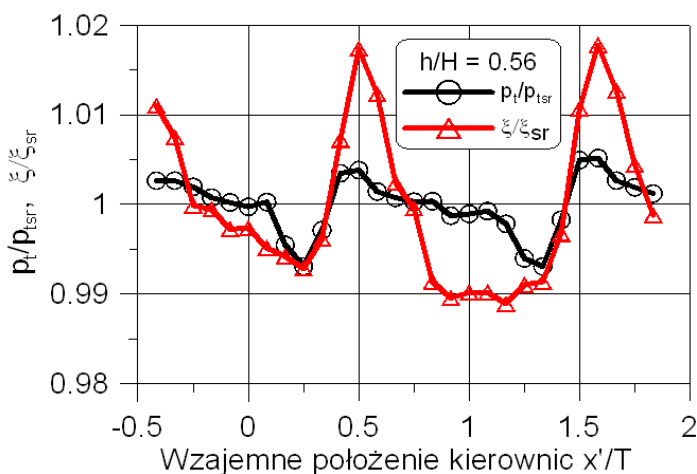
Rys. 6.41. Obliczone i pomierzone zmiany ciśnienia na profilu łopaty drugiej kierownicy w clockingu kierownic

Przykładowe rozkłady zmian strat w funkcji clockingu kierownic dla $h/H = 0.56$ obliczone ze wzoru (6.5) przedstawiono na rys. 6.42. Badania wykonano na jednej podziałce kierownicy i następnie powtórzono na dwóch podziałkach. Zgodność obu testów jest bardzo dobra z wyjątkiem wartości na krańcach podziałki. Wartości maksymalne i minimalne określone są poprawnie, aczkolwiek brak jest powtarzalności rozkładów, szczególnie w zakresie minimalnych strat dla testu wykonanego na dwu podziałkach. Różnice w obu testach są mniejsze niż 0.3% zmian strat.

Porównanie strat i rozkładu ciśnienia całkowitego (maksymalnego) w pobliżu krawędzi natarcia ($z/b_z = 0.02$) dla $h/H = 0.56$ pokazano na rys. 6.43. Widoczna jest bardzo dobra korelacja wartości ekstremalnych strat i ciśnienia całkowitego na profilu. Wartościom maksymalnym ciśnienia odpowiadają wartości maksymalne strat i odwrotnie. Na podstawie bardzo regularnego przebiegu zmian ciśnienia maksymalnego można stwierdzić, że w badaniach strat na rozpiętości dwóch podziałek kierownicy brak powtarzalności strat na podziałce kierownicy $\sim x'/T$ wynoszącej ~ 1 jest prawdopodobnie rezultatem błędu w pomiarze ciśnienia w kilku otworkach dla tego położenia kierownic.



Rys. 6.42. Zmiany strat w warstwie przyściennej na łopacie drugiej kierownicy dla $h/H = 0.56$. Porównanie wyników badań na rozpiętości jednej i dwu podziałkach kierownicy

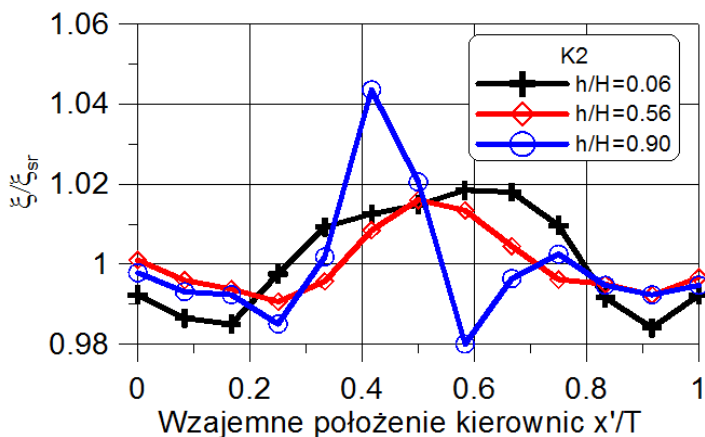


Rys. 6.43. Zmiany strat i ciśnienia całkowitego w warstwie przyściennej na łopacie drugiej kierownicy dla $h/H = 0.56$

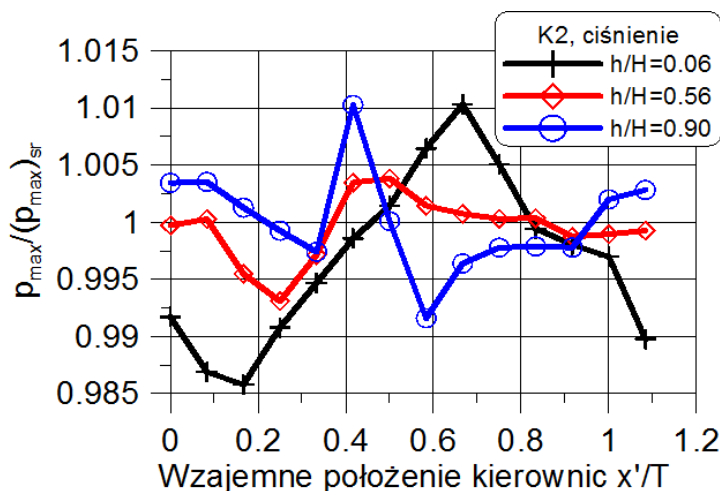
Porównanie zmian strat w strefach brzegowych ze zmianami w środkowej części kanału drugiej kierownicy przedstawiono na rys. 6.44. Na rys. 6.45 przedstawiono dodatkowo zmiany ciśnienia maksymalnego w pobliżu krawędzi natarcia ($z/b_z = 0.02$). Widoczne jest, że zmiany strat przebiegają podobnie w środku i przy obrzeżach kanału. Zmiany maksymalnych i minimalnych strat po wysokości łopatki są w znacznie mniejszym przedziale zmian położenia kierownic x'/T niż wynikałoby to z badań położenia strefy niskiego ciśnienia na rys. 6.3, 6.4 i 6.5.

Oznacza to, że strefa niskiego ciśnienia ulega zwichrowaniu w kierunku promieniowym. Jej korelacja z krawędzią natarcia po transporcie przez szczelinę międzywieńcową jest lepsza niż wynikałoby to z rys. 6.3. Minima położone są w strefie o szerokości 0.2 podziałki kierownicy, jednocześnie jak wynika z rys. 6.6 straty w drugiej kierownicy w tym przedziale x'/T są największe. Wzrost strat może być rezultatem oddziaływania struktur wirowych przepływu wtórnego w dużej części w szczelinie między wieńcowej, co pokazują obliczenia metodą niestacjonarną Pullama [Pullam, 2006] dla podobnej geometrii turbiny. Na podstawie rozkładu kątów wylotowych i rozkładu strat, szczególnie na wzrost strat $\sim 0.4x'/T$ (rys.6.6) wpływają oddziaływania przepływu wtórnego przy obrzeżu zewnętrznym. Również mniejsze zmiany strat w drugiej kierownicy w stosunku do strat w warstwach przyściennych mogą wynikać z przesunięcia oddziaływania struktur przepływu wtórnego przy obrzeżach w szczelinach międzywieńcowych. Maksimum strat przy wewnętrznym obrzeżu występuje dla $x'/T = 0.4$ a przy obrzeżu zewnętrznym dla $x'/T = 0.7$.

Z porównania rozkładów strat w warstwie na rys. 6.44 i rozkładów maksymalnego ciśnienia na łopatkę na rys. 6.45 wynika, że również w zakresie przepływów wtórnych jest korelacja strat i ciśnienia maksymalnego na łopatkę. Straty minimalne w warstwach przyściennych brzegowych występują wtedy gdy ciśnienie maksymalne w pobliżu krawędzi natarcia jest najmniejsze i odwrotnie.



Rys. 6.44 Zmiany strat w warstwach przyściennych drugiej kierownicy w funkcji clockingu kierownicy



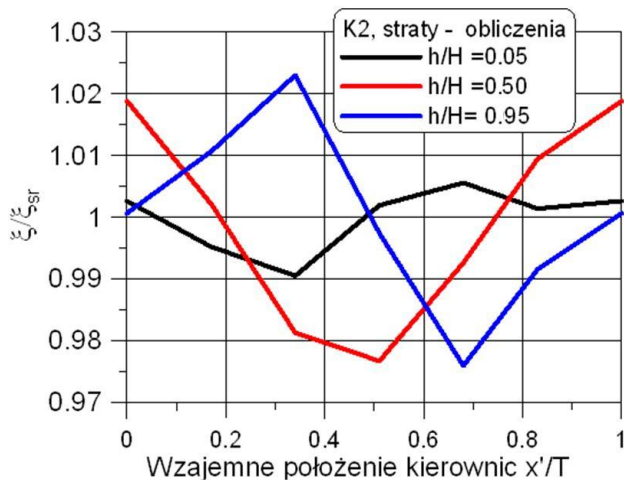
Rys. 6.45 Zmiany ciśnienia maksymalnego na profilu na krawędzi natarcia ($z/b_z = 0.02$) w funkcji clockingu kierownic

Na podstawie przedstawionych wyników na rys. 6.45 można stwierdzić, że strefa niskiego ciśnienia na wylocie z pierwszego wirnika, pokazana na rys. 6.4, zmienia swoje położenie w czasie transportu w szczelinie międzywieńcowej. Nie jest już rozciągnięta na całej podziałce kierownicy, co powoduje jej lepszą korelację z krawędzią natarcia drugiej kierownicy. Stąd korelacja ekstremalnych strat jest lepsza po wysokości kanału z krawędzią natarcia łopatki drugiej kierownicy niż wynikałoby to z rozkładu tej strefy na rys. 6.3. Zmiany strat w warstwach przyściennych wynoszą od ~ 2 do $\sim 4\%$ ich średniej wartości. Największe zmiany strat w funkcji clockingu występują przy obrzeżu zewnętrznym tylko w jednym punkcie i wynoszą 6% wartości średniej. Zmiany strat w tej części kanału są bardzo gwałtowne dla położenia kierownic $\sim x'/T = 0.4$.

Zmiany strat w warstwie przyściennej zgadzają się jakościowo ze zmianami strat drugiej kierownicy w funkcji clockingu wyznaczonymi we wcześniejszych badaniach [Krysiński, 1999], rys. 6.6. Zmiany strat w funkcji clockingu w tego typu turbinie będą zależały również od interakcji struktur przepływu wtórnego w szczelinach międzywieńcowych, które przy dużych szczelinach międzywieńcowych mogą znacząco wpływać na rozkład strat w kanale [Behr et al., 2004], [Chaluvadi, 2000].

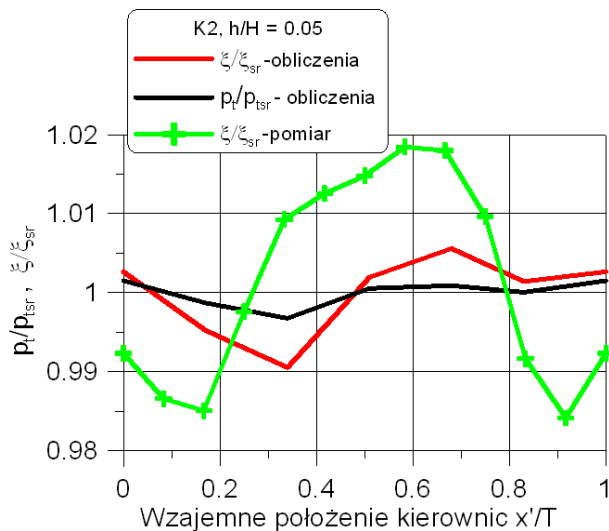
Obliczenia strat w warstwie przyściennej drugiej kierownicy na podstawie obliczonych metodą „frozen rotor” rozkładów ciśnienia pokazuje nieco inny obraz – rys. 6.46. Minima i maksima strat po wysokości łopatki są względem siebie przesunięte wzdłuż wysokości kanału. Najmniejsze zmiany strat występują przy obrzeżu wewnętrznym, a największe przy obrzeżu zewnętrznym. Również widać, że strefa niskiego ciśnienia na wylocie z pierwszego wirnika, pokazana na rys. 6.4, zmienia swoje położenie w czasie transportu w szczelinie międzywień-

cowej. Minima strat leżą bliżej siebie ale w innych miejscach niż określone z pomiarów strat w warstwie, rys. 6.44.



Rys. 6.46. Zmiany strat w warstwie przyściennej określone z obliczonych metodą „frozen rotor” rozkładów ciśnienia na łopacie drugiej kierownicy w funkcji clockingu kierownic

Największa jakościowa zgodność rozkładów obliczonych i pomierzonych strat wystąpiła przy obrzeżu wewnętrznym. Straty z pomierzonych i obliczonych rozkładów ciśnienia określone z równania 6.5 mają podobne przebiegi i zgadzają się jakościowo – rys. 6.47.

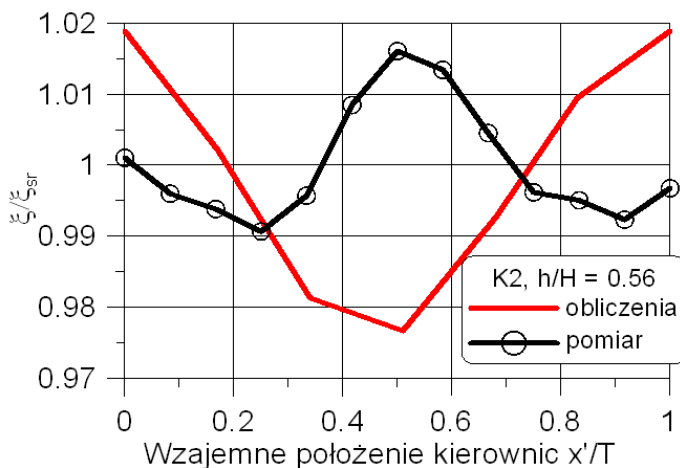


Rys. 6.47. Zmiany strat w warstwie przyściennej określone z pomierzonych i obliczonych metodą „frozen rotor” rozkładów ciśnienia na łopacie drugiej kierownicy w funkcji clockingu kierownic

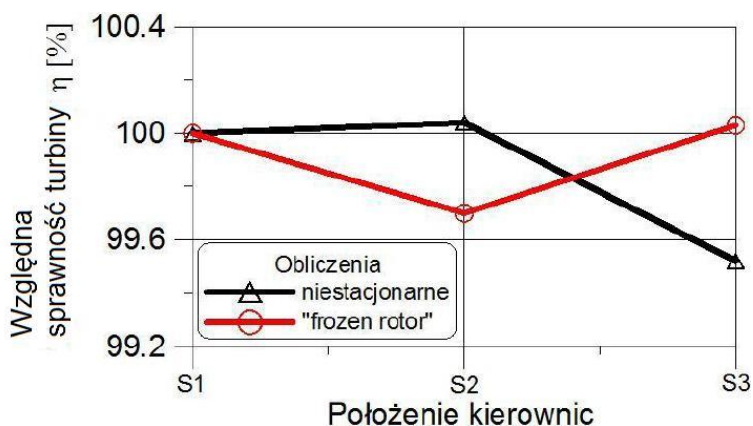
W szczególności dotyczy to położenia maksymalnych wartości strat. Natomiast ilościowo różnią się, gdyż obliczone zmiany strat wynoszą $\sim 1\%$, a pomierzone $\sim 3\%$. Zauważalna jest również zgodność obliczonych przy pomocy kodu TASKflow strat minimalnych i maksymalnych z obliczonymi minimalnymi i maksymalnymi wartościami ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia.

W środkowej części kanału straty określone z pomierzonych i obliczonych rozkładów ciśnienia są przesunięte o połowę podziałki, rys. 6.48. Zmiany strat w warstwie przyściennej w środku kanału określone z obliczeń metodą „frozen rotor” są większe niż wyznaczone z pomiarów ciśnienia na łopatkę o $\sim 1.5\%$.

Różnice w rozkładach strat wynikają prawdopodobnie z nieodpowiedniego obliczania transportu strefy niskiego ciśnienia (śladów pierwszej kierownicy) poprzez szczelinę międzywieńcową w metodzie stacjonarnej „frozen rotor” [Sobczak et al., 2008]. Wynika stąd, że transport śladów w metodzie „frozen rotor” jest nieprawidłowo przewidywany. Stąd wyniki obliczeń tą metodą dają jedynie informację o wielkości zmian strat bez możliwości określenia położenia minimalnych i maksymalnych zmian strat w funkcji clockingu kierownic. Problem ten można również zauważyć porównując wcześniejsze prace Bohna [Bohn et al., 2005a], w których stosował metodę „frozen rotor” z późniejszymi pracami [Bohn et al., 2005b], w których stosował udoskonaloną metodę niestacjonarną. Obliczone zmiany sprawności tej samej turbiny są przesunięte względem siebie o około $1/3$ podziałki, co pokazano na rys. 6.49 wykonanym na podstawie wyników obliczeń przedstawionych w wymienionych pracach. Zmiany sprawności w clockingu kierownic tej turbiny wynikały głównie z oddziaływania śladów.



Rys. 6.48. Zmiany strat w warstwie przyściennej określone z pomierzonych i obliczonych metodą „frozen rotor” rozkładów ciśnienia na łopatkę drugiej kierownicy w funkcji clockingu kierownic

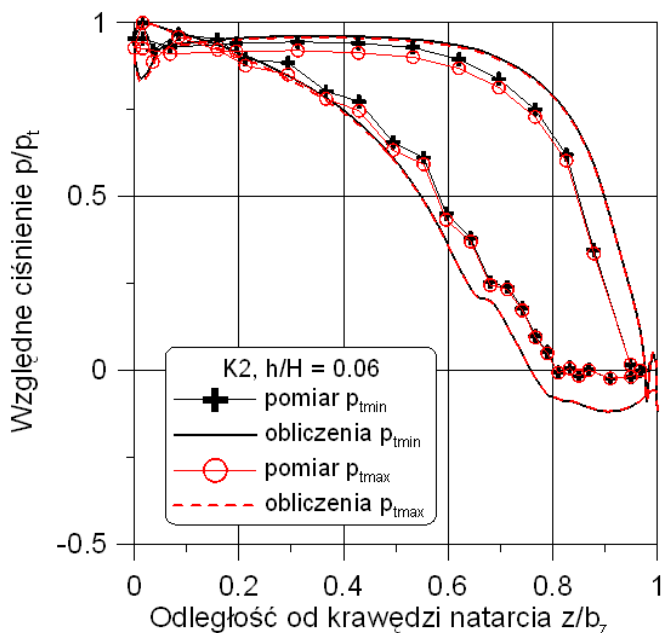


Rys. 6.49. Zmiany względnej sprawności dwustopniowej turbiny Bohna (rys. 2.4 i 2.5) w zależności od położenia kierownic obliczone metodą niestacjonarną i „frozen rotor”

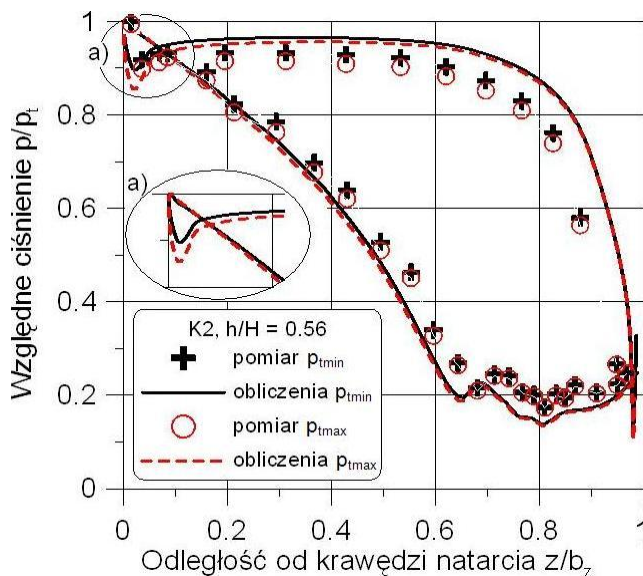
Na rysunkach 6.50 do 6.52 porównano obliczone i pomierzone rozkłady średniego ciśnienia dla minimalnego i maksymalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia łopatk. Na rys. 6.50 pokazano porównanie rozkładów ciśnienia przy obrzeżu wewnętrznym. Z obliczeń rozkładu ciśnienia na łopatkę metodą „frozen rotor” wynika, że zmiany strat w clockingu kierownic wynikają tylko ze zmian ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia. Natomiast pomiary ciśnienia pokazują, że wzrasta również względne ciśnienie na stronie ciśnieniowej, co dodatkowo wpływa na redukcję strat. Również na stronie ssącej w zakresie z/b_z od 0.2 do 0.5 widoczny jest wzrost względnego ciśnienia dla $p_{\min}$, minimalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia. Efektu tego nie przewiduje zastosowana w pracy metoda obliczeń.

Opisane powyżej zmiany względnego ciśnienia widoczne są w obliczeniach i pomiarach ciśnienia dla środka kanału - rys. 6.51, w której to strefie oddziałują ślady z warstwą przyścienną. Zmiany ciśnienia występują zarówno na nosku profilu, gdzie widoczny jest mniejszy spadek ciśnienia dla ciśnienia $p_{\min}$ niż dla $p_{\max}$, jak i na stronie ciśnieniowej i ssącej łopatk.

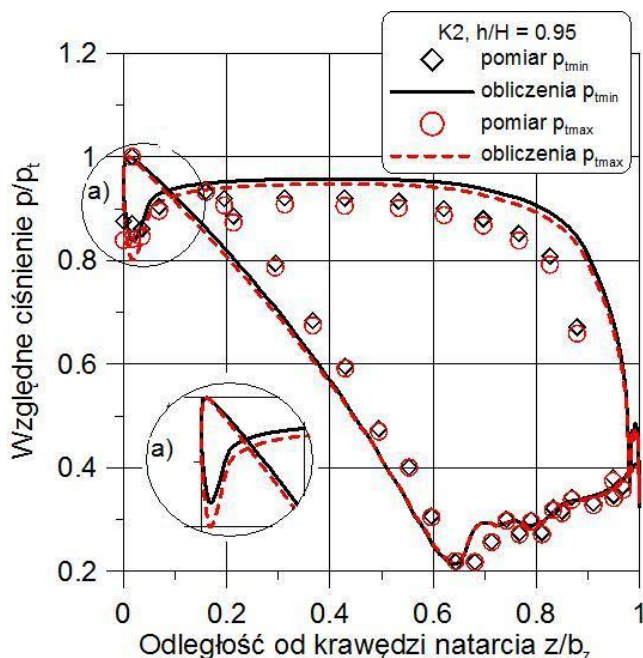
Podobne zmiany można zaobserwować w rozkładach ciśnienia przy obrzeżu zewnętrznym, rys. 6.52. Również widoczny jest wzrost ciśnienia względnego na stronie ciśnieniowej łopatk dla ciśnienia $p_{\min}$ w stosunku do przypadku, gdy ciśnienie na krawędzi natarcia jest maksymalne $p_{\max}$. Eksperymentalne zmiany ciśnienia na łopatkę w zależności od clockingu kierownic są większe niż zmiany ciśnienia wynikające z obliczeń.



Rys. 6.50. Obliczone metodą „frozen rotor” i pomierzone rozkłady ciśnienia na łopatkę drugiej kierownicy dla minimalnego i maksymalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia



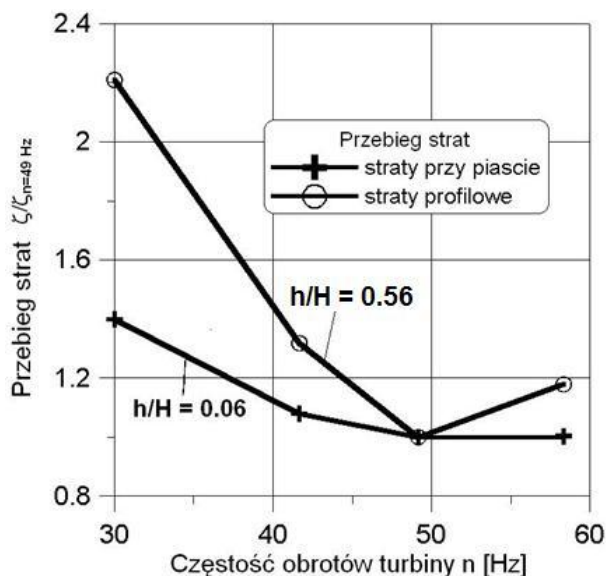
Rys. 6.51. Obliczone metodą „frozen rotor” i pomierzone rozkłady ciśnienia na łopatkę drugiej kierownicy dla minimalnego i maksymalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia



Rys. 6.52. Obliczone metodą „frozen rotor” i pomierzone rozkłady ciśnienia na łopatkę drugiej kierownicy dla minimalnego i maksymalnego ciśnienia całkowitego na krawędzi natarcia

W celu sprawdzenia regularności zmian strat obliczonych ze wzoru 6.5 obliczono jak zmieniają straty w warstwach przyściennych przy wzroście obciążenia układu łopatkowego drugiej kierownicy. Przedstawione na rys. 6.53 zmiany strat w funkcji częstości obrotów turbiny zostały obliczone z uśrednienia strat z clockingu kierownic obejmującego podziałkę kierownicy. W celu pokazania trendu przebiegu strat w warstwach przyściennych w strefie obrzeża wewnętrznego i w środku kanału łopatki, straty odniesiono do strat dla częstości nominalnej obrotów turbiny.

Trendy strat są prawidłowe. Straty rosną w funkcji obciążenia układów łopatkowych turbiny. Widoczne jest, że straty w warstwach przyściennych w środku kanału narastają szybciej niż w strefie obrzeża wewnętrznego, gdy obciążenie rośnie. Należy zauważyć, że w przypadku obrzeża wewnętrznego straty w warstwie przyściennej są tylko częścią strat w przepływach wtórnych a w środkowej części kanału wystąpią również straty wynikające ze wzajemnego oddziaływania przepływów wtórnych przy obrzeżach.



Rys. 6.53. Zmiany strat w warstwach przyściennych drugiej kierownicy w funkcji częstości obrotów turbiny. Straty odniesiono do strat dla częstości nominalnej ($n = 49 \text{ Hz}$)

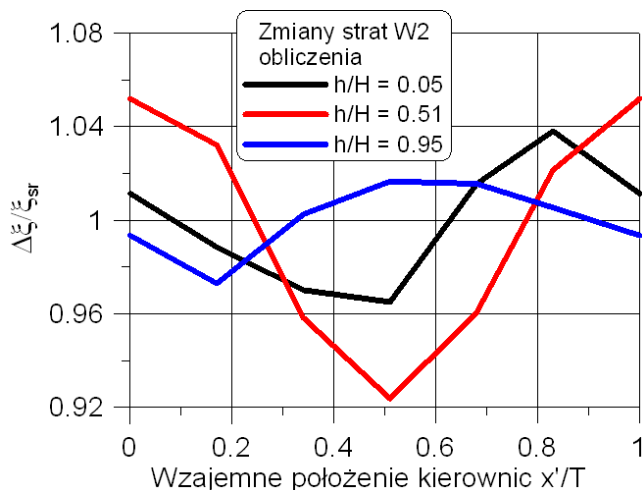
6.1.2.5. Rozkład ciśnienia i strat na drugim wirniku

Podobną analizę strat jak dla pierwszego wirnika wykonano również dla drugiego wirnika. Zmiany strat w warstwach przyściennych drugiego wirnika były podobne w funkcji „czasu”, z tym, że wartość ich zmian zależała od clockingu kierownic. Analiza uśrednionych w „czasie” (na podziałce kierownicy) strat w tym przypadku wykazała istnienie minimów i maksimów strat w zależności od clockingu kierownic (rys. 6.54). Największe zmiany strat występowały w połowie wysokości kanału przepływowego w strefie oddziaływania śladów i wynosiły nieco ponad 12% ich średniej wartości. Zmiany przy obrzeżach były mniejsze i wynosiły kilka procent wartości średniej strat przy obrzeżach.

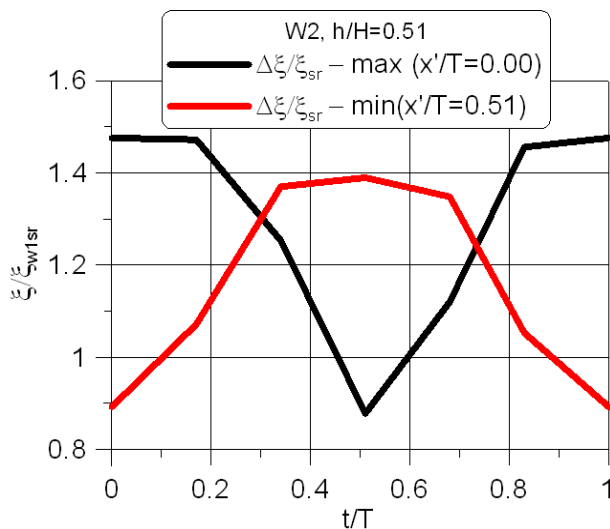
Przykładowe zmiany minimalnych i maksymalnych strat w „czasie” na łopatkę drugiego wirnika dla wysokości kanału $h/H = 0.51$ dla odpowiadających im położenia kierownic pokazanych na rys. 6.54, przedstawiono na rys. 6.55. Z rozkładów strat widoczne jest, że oddziaływanie łączne śladów z pierwszej i drugiej kierownicy zmniejsza maksymalne straty w warstwach przyściennych drugiego wirnika, gdy na krawędzi natarcia łopatki ciśnienie jest najwyższe, natomiast minimalne straty pozostają bez zmian.

Zestawienie zmian strat na łopatkach drugiej kierownicy i drugiego wirnika w zależności od położenia kierownic pokazano na rys. 6.56. Widoczna jest duża różnica w obliczonych i pomierzonych zmianach strat przy obrzeżu wewnętrznym drugiej kierownicy. W środku kanału i obrzeżu zewnętrznym zgodność jest znacznie lepsza. Zmiany strat wirnika są największe w środku kanału i

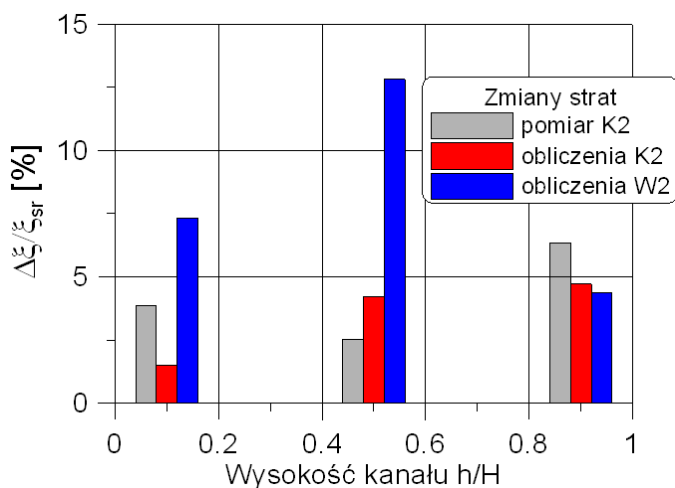
obrzeżu wewnętrznym. Natomiast przy obrzeżu zewnętrznym zmiany strat w drugim wirniku są podobne do zmian strat w drugiej kierownicy. Stosunkowo duże zmiany strat w warstwach przyściennych na łopatkach drugiego wirnika w zależności od położenia kierownic potwierdzają tezy przedstawione w rozdziale 3, że w takiej konfiguracji turbiny clocking powinien silnie wpływać na zmiany strat w wirniku. Przy czym zmiany strat w warstwach przyściennych drugiego wirnika wynikają tylko z oddziaływań śladów pierwszej i drugiej kierownicy.



Rys.6.54 Zmiany uśrednionych strat w warstwach przyściennych na łopatkach drugiego wirnika w funkcji clockingu kierownic



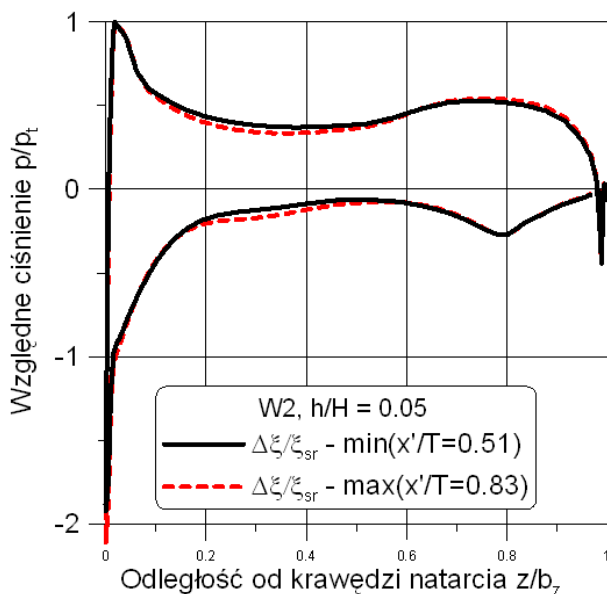
Rys. 6.55. Zmiany strat w „czasie” na łopatkach drugiego wirnika dla najgorszego i najlepszego położenia kierownic. T – podziałka kierownicy, „czas” przejścia śladu z kierownicy



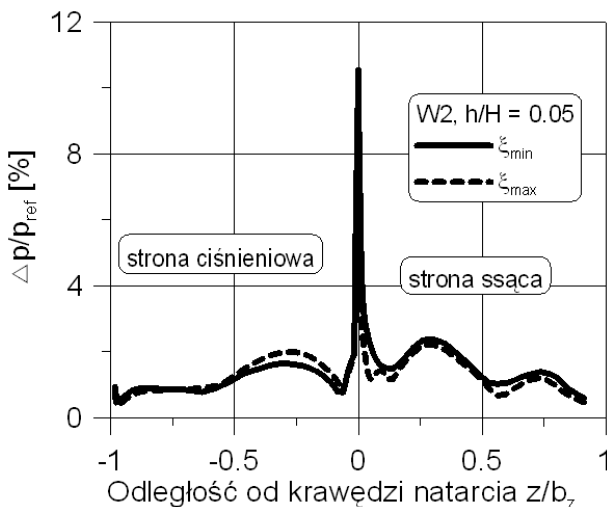
Rys. 6.56. Porównanie zmian strat w drugiej kierownicy i w drugim wirniku w funkcji clockingu kierownic dla trzech położań na wysokości kanału drugiej kierownicy i drugiego wirnika

W celu precyzyjniejszej identyfikacji wpływu zmian strat pokazanych na rys. 6.54 na rozkład ciśnienia na łopatkach drugiego wirnika wykonano porównania rozkładów uśrednionego „w czasie” ciśnienia dla maksymalnych i minimalnych strat.

Na rys. 6.57 pokazano rozkłady ciśnienia na drugim wirniku przy obrzeżu wewnętrznym dla minimalnych i maksymalnych strat w warstwie przyściennej. Obciążenie i rozkład ciśnienia na łopatkę są podobne do rozkładów tych parametrów na pierwszym wirniku, rys. 6.34. Z analizy przedstawionych rozkładów ciśnienia wynika, że zmiany strat związane ze zmianami ciśnienia dynamicznego i stąd prędkości opływu łopatki wynikają przede wszystkim ze zmian ciśnienia na krawędzi natarcia. Niewielki wzrost ciśnienia względnego dla $\xi_{\min}$ na profilu widoczny jest w zakresie z/b_z od 0.1 do 0.6. Redukcja strat przy obrzeżu wewnętrznym wynika ze zmniejszenia ciśnienia na krawędzi natarcia i niewielkiego wzrostu względnego ciśnienia na stronie ciśnieniowej i ssącej łopatki. Zmiany ciśnienia na profilu w zależności od clockingu kierownic (rys. 6.58) są praktycznie takie same dla minimalnych i maksymalnych strat. Największe zmiany ciśnienia na łopatkę drugiego wirnika przy obrzeżu wewnętrznym występują na jej krawędzi natarcia.



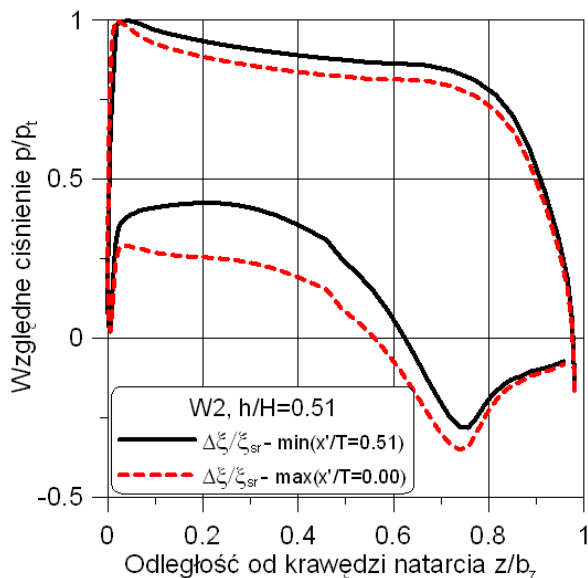
Rys. 6.57. Zmiany ciśnienia na łopacie drugiego wirnika dla minimalnych i maksymalnych strat. Częstość obrotów nominalna $n = 49$ Hz



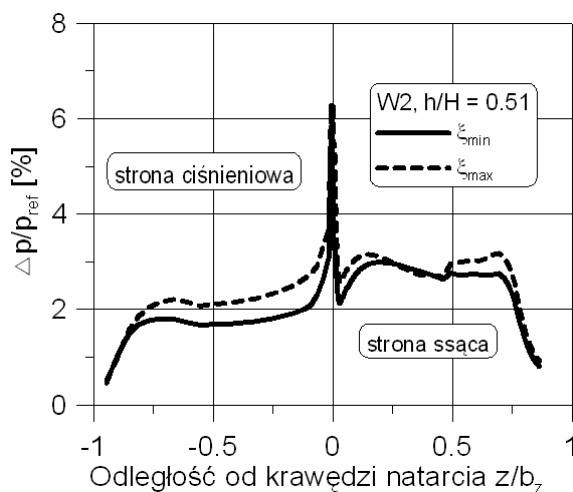
Rys. 6.58. Zmiany ciśnienia na łopatkach drugiego wirnika dla minimalnych i maksymalnych strat

W środkowej części łopatki (rys. 6.59) redukcja strat w warstwie jest rezultatem przede wszystkim wzrostu względnego ciśnienia na stronie ciśnieniowej i ssącej. Zmiany ciśnienia na krawędzi natarcia łopatki są mniejsze niż przy obrzeżu wewnętrznym. W tym przypadku zmniejszenie strat oznacza również zmniejszenie obciążenia łopatki w środkowej części kanału, ponieważ wzrost ci-

śnienia względnego na stronie ssącej jest większy niż na stronie ciśnieniowej. Różnice w zmianach ciśnienia obserwowane są na stronie ciśnieniowej i ssącej. Większe różnice w zmianach ciśnienia na łopatkach w funkcji clockingu są na stronie ciśnieniowej. Mniejsze zmiany ciśnienia na łopatkach występują dla minimalnych strat a większe dla maksymalnych, rys. 6.60.

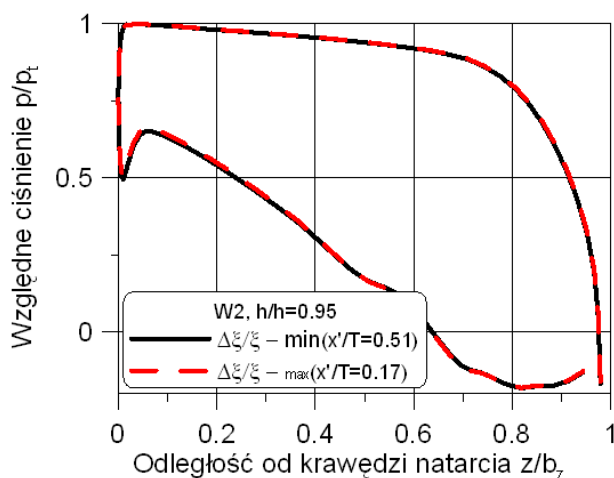


Rys. 6.59. Zmiany rozkładu ciśnienia na łopatkach drugiego wirnika dla minimalnych i maksymalnych strat

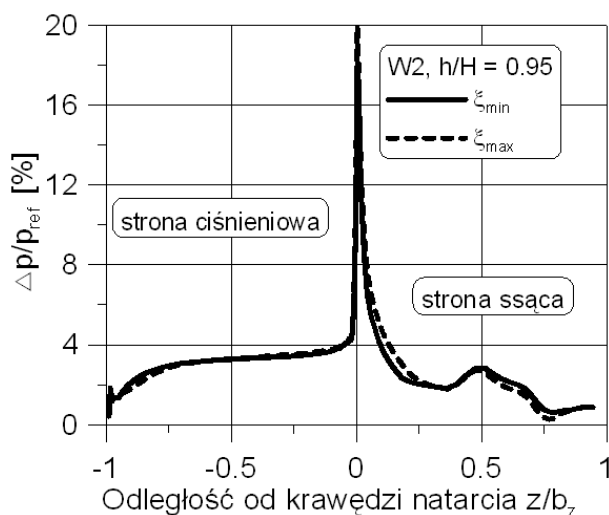


Rys. 6.60. Zmiany ciśnienia na łopatkach drugiego wirnika dla minimalnych i maksymalnych strat

Redukcja strat przy obrzeżu zewnętrznym przebiega podobnie jak przy obrzeżu wewnętrznym, rys. 6.61. Redukcja strat jest wynikiem tylko zmniejszenia ciśnienia na krawędzi natarcia łopatkki bez zmiany względnego rozkładu ciśnienia na łopatkce. Różnice w zmianach ciśnienia na łopatkce w funkcji clockingu kierownic są takie same w obu przypadkach z widocznymi bardzo dużymi, bo aż 20% zmianami ciśnienia na krawędzi natarcia, rys. 6.62.



Rys. 6.61. Zmiany rozkładu ciśnienia na łopatkce drugiego wirnika dla minimalnych i maksymalnych strat



Rys. 6.62. Zmiany ciśnienia na łopatkach drugiego wirnika dla minimalnych i maksymalnych strat

Z porównań sposobów redukcji strat w warstwach przyściennych na łopatkach drugiego wirnika wynika, że przy obrzeżach kanału w strefie przepływów

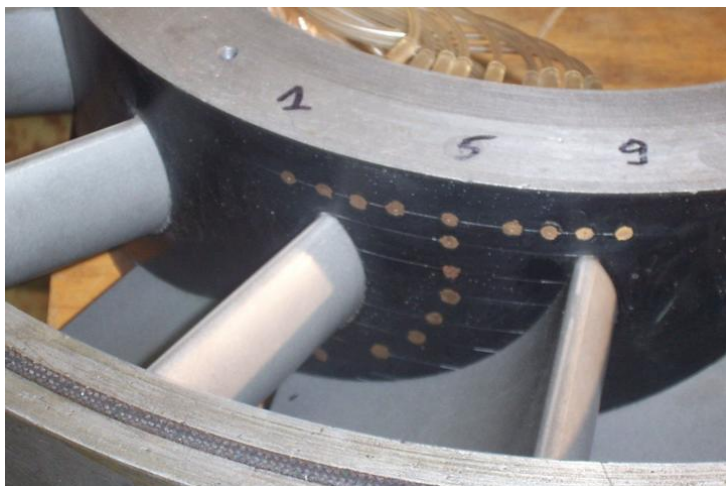
wtórnych zmniejszenie strat jest przede wszystkim wynikiem spadku ciśnienia na krawędzi natarcia. Natomiast zmiany względnego ciśnienia są bardzo małe lub też ich się nie obserwuje. W takim przypadku obserwuje się kilkuprocentowe zmiany strat w funkcji clockingu kierownic. Z kolei zmiany strat w środkowej części kanału, w strefie oddziaływania śladów, wynikają ze zmiany ciśnienia na krawędzi natarcia oraz wzrostu względnego ciśnienia na łopatkę, co prowadzi do znaczących zmian strat ponad 12% w wyniku oddziaływania śladów z kierownic. Zmiany ciśnienia na łopatkę przy obrzeżach w funkcji clockingu w obu przypadkach, dla minimalnych i maksymalnych strat, mają praktycznie takie same rozkłady. W środkowej części kanału zmiany ciśnienia na łopatkę i na krawędzi natarcia w sumie prowadzą do większych zmian strat w funkcji clockingu kierownic.

Oddziaływanie kierownic może prowadzić do zmniejszenia strat i wzrostu sprawności wieńca, zmniejszenia zmian ciśnienia na łopatkę, jednak całkowity efekt w postaci zmian sprawności turbiny jest niemożliwy do oszacowania na skutek istotnych różnic pomiędzy obliczeniami metodą „frozen rotor” i pomiarami w określeniu położenia strat minimalnych i maksymalnych dla danego wieńca, szczególnie w środkowej części kanału. Metoda obliczeń pozwala jedynie na oszacowanie zmian lokalnych strat w funkcji clockingu kierownic. Potwierdza ona, że w tego typu konfiguracji turbiny clocking kierownic może znacząco zmienić straty w warstwach przyściennych drugiego wirnika. Największe zmiany strat występują w środkowej części kanału i są wynikiem oddziaływania śladów pierwszej i drugiej kierownicy.

6.1.2.6. Badania eksperymentalne rozkładu ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pierwszej i drugiej kierownicy

W celu zbadania wpływu clockingu kierownic na przepływ w obszarze przyściennym na obrzeżu wewnętrznym wykonano pomiary rozkładu ciśnienia na ściankach obrzeża wewnętrznego w środkowej jego części. Badania wykonano dla częstości nominalnej oraz dla częstości wyższej od nominalnej i dwóch niższych. Pozwalało to prześledzić zmiany w rozkładach średniego ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym oraz określić zmiany ciśnienia w tym obszarze w zależności od clockingu kierownic. Pomiary wykonano na obrzeżu pierwszej i drugiej kierownicy. Wyniki pomiarów w pierwszej kierownicy były odniesieniem dla analizy pomiarów w drugiej kierownicy. Kierownicę z otworkami do pomiaru ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pokazano na rys. 6.63.

Badania wykonano na rozpiętości 2.2 podziałki kierownicy, zmieniając położenie pierwszej kierownicy względem drugiej (rys. 4.4) co 1/12 podziałki. Z pomiarów określono średnie ciśnienie (uśrednione z clockingu kierownic na podziałce) oraz zmiany ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym wynikające z clockingu kierownic. Zmiany ciśnienia określono jako różnice pomiędzy ciśnieniem maksymalnym i minimalnym w danym punkcie pomiarowym.

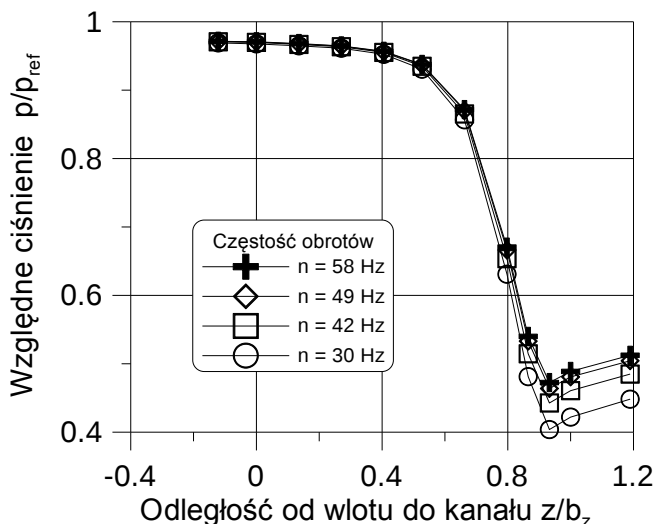


Rys. 6.63. Kierownica turbiny z pomiarem ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym na wlocie i wylocie kanału oraz pomiędzy łopatkami

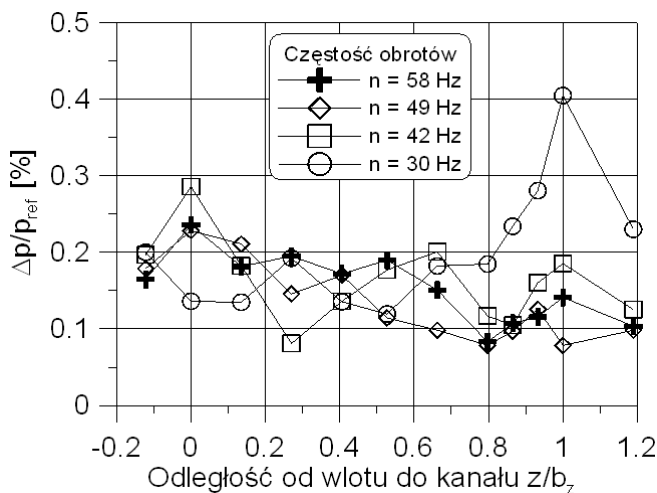
Wyniki pomiarów ciśnień uśrednionych na podziałce na obrzeżu wewnętrznym pierwszej kierownicy dla różnych częstości obrotów i wynikającego stąd różnego obciążenia łopatek wieńców turbiny pokazano na rys. 6.64.

Z przedstawionych na rys. 6.64 rozkładów ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pierwszej kierownicy wynika, że zmiany w rozkładzie średniego ciśnienia są widoczne tylko na wylocie z kanału kierownicy i za krawędzią spływu. Ciśnienie w tym obszarze najpierw maleje, a następnie rośnie przed wlotem na pierwszy wirnik. Minimalne ciśnienie maleje ze spadkiem częstości obrotów, tj. ze wzrostem obciążenia układu łopatkowego. Tego typu rozkład ciśnienia z dodatnim gradientem ciśnienia w szczelinie międzywieńcowej jest bardzo niekorzystny i prowadzi do dużych strat mieszania za krawędzią spływu pierwszej kierownicy [Denton, 1993]. Straty te będą rosły wraz ze wzrostem obciążenia układu łopatkowego, tj. spadkiem częstości obrotów turbiny. Wzrost obciążenia powoduje oddziaływanie układu przepływowego turbiny na rozkład ciśnienia w szczelinie międzywieńcowej przy obrzeżu wewnętrznym.

Zmiany ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pierwszej kierownicy (rys. 6.65) w zależności od clockingu kierownic są stosunkowo małe i nie zależą w szerokim zakresie od obciążenia układu łopatkowego (częstości obrotów turbiny). Nieco większe zmiany ciśnienia w części wylotowej kanału łopatki kierownicy widoczne są dla najwyższego obciążenia układu łopatkowego (najniższej częstości obrotów $n = 30$ Hz). Wpływ ten sięga do $z/b_z \sim 0.8$ cięciwy osiowej łopatki. Zmiany ciśnienia dla najwyższego obciążenia przy obrzeżu wewnętrznym znajdują swoje odbicie w zmianach strat pierwszej kierownicy pokazanych na rys. 6.25.



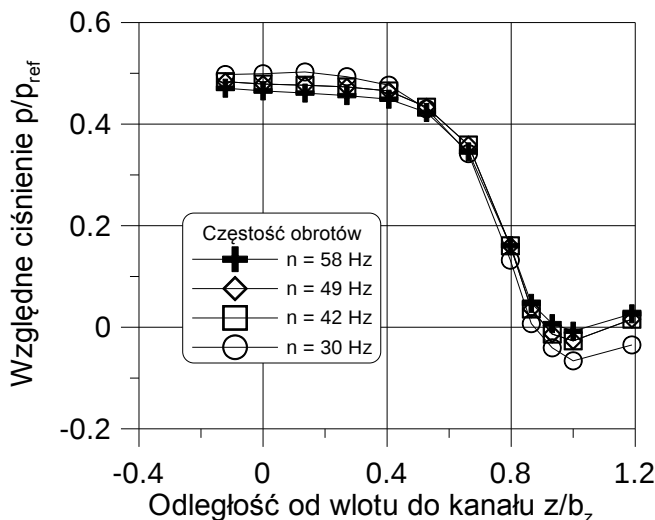
Rys. 6.64. Wyniki badań rozkładu ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pierwszej kierownicy dla różnych częstotliwości obrotów turbiny



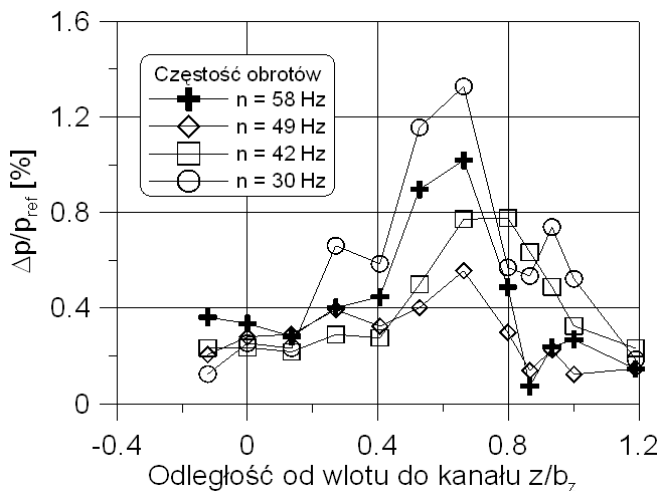
Rys. 6.65. Zmiany ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym pierwszej kierownicy spowodowane clockingiem kierownic

Rozkłady średniego ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym drugiej kierownicy pokazano na rys. 6.66. Wraz ze wzrostem obciążenia układów łopatkowych (zmniejszaniem obrotów) rośnie ciśnienie w strefie wlotowej kierownicy, a maleje w części wylotowej. Zmiany ciśnienia na wylocie z kanału w strefie krawędzi spływu drugiej kierownicy są podobne co do charakteru do przebiegu średniego ciśnienia w kanale pierwszej kierownicy. Ciśnienia na krawędzi spływu są niższe niż ciśnienie otoczenia i wzrastają przed wlotem na wirnik.

Zmiany ciśnienia (rys. 6.67) spowodowane clockingiem kierownic są kilkakrotnie większe niż w pierwszej kierownicy i mają miejsce pomiędzy 0.4 do 0.8 cięciwy osiowej z/b_z łopatki pod koniec strefy spadku ciśnienia i przyspieszania strugi. Najmniejsze zmiany ciśnienia występują dla częstości nominalnej i rosną zarówno przy zwiększaniu, jak i zmniejszaniu obrotów turbiny.



Rys. 6.66. Wyniki badań rozkładu ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym drugiej kierownicy dla różnych częstości obrotów turbiny



Rys. 6.67. Zmiany ciśnienia na piaście drugiej kierownicy spowodowane clockingiem kierownic

Z badań tych wynika, że clocking w małym stopniu oddziałuje na rozkład ciśnienia w strefach przyściennych przy obrzeżu wewnętrznym pierwszej i dru-

giej kierownicy. Dopiero znaczący wzrost lub spadek obciążenia układu łopatkowego (częstości obrotów $n = 30$ i 58 Hz) wpływa na zmiany ciśnienia na wewnętrznym obrzeżu w funkcji położenia kierownic. Wyniki badań ciśnienia na obrzeżu wewnętrznym drugiej kierownicy i badania strat w tej strefie (rys. 6.53) oraz rozkłady kątów na rys. 6.8 wskazują, że ta strefa ($h/H < 0.2$) jest mniej wrażliwa na obciążenie układu łopatkowego i clocking niż strefy w pozostałej części kanału przepływowego. Straty w tej strefie rosną również ze względu na dodatni gradient ciśnienia i opóźnienie przepływu w szczelinie [Denton, 1993].

6.2. Badania niestacjonarnego pola przepływu w warstwach przyściennych

Zmiany strat w zjawisku clockingu wynikają zgodnie z równaniem (6.3) również ze zmiany współczynnika dyssypacji C_d związanego ze strukturą warstwy przyściennej. Badania niestacjonarne warstwy przyściennej na łopatkę drugiej kierownicy miały na celu sprawdzenie, czy zmienia się struktura warstwy przyściennej, a stąd współczynnik C_d . Badania pozwoliły również określić, na którą strefę warstwy przyściennej laminarną, laminarno-turbulentną czy turbulentną clocking oddziałuje najsilniej.

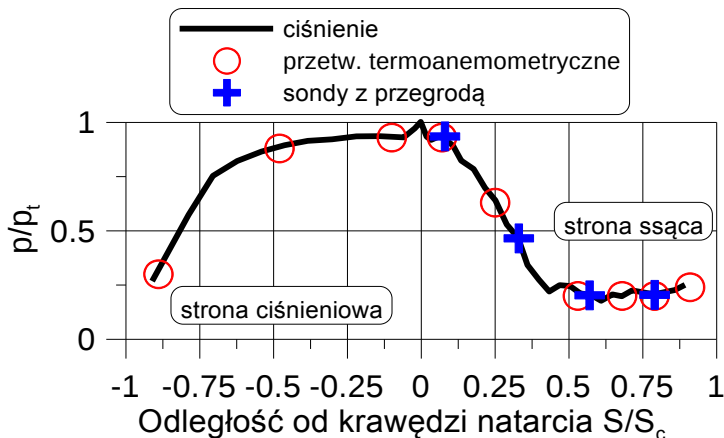
Badana turbina idealnie nadaje się do określenia wpływu śladu z pierwszej kierownicy na warstwę przyścienną drugiej, ponieważ wpływ śladów wirnika jest praktycznie pomijalny (rozdz. 2). Rzeczywisty przepływ na wlocie do drugiej kierownicy jest stacjonarny ze zmianami przepływu na obwodzie powtarzającymi się co podziałkę kierownicy. Stąd w badaniach ograniczono się do badań zmian przepływu średniego i turbulentnego w warstwie przyściennej drugiej kierownicy.

Badania warstw przyściennych, tj. pomiary rozkładu naprężeń stycznych na stronie ssącej i ciśnieniowej łopatki, wykonano przy pomocy przetworników termoanemometrycznych foliowych firmy DANTEC 55R47 „Glue-on”, przyklejonych do łopatki, rys. 4.15. Pomiary wykonano w połowie wysokości łopatki w wybranych sześciu położeniach na stronie ssącej i czterech na stronie ciśnieniowej łopatki, tak aby zbadać oddziaływanie clockingu na warstwę laminarną, laminarno-turbulentną i turbulentną. Łopatkę z przetwornikami pokazano na rys. 4.15, a rozmieszczenie przetworników w relacji do rozkładu ciśnienia na łopatkę na rys. 6.67. Badania naprężeń stycznych na ścianie przeprowadzono w funkcji clockingu kierownic na rozpiętości dwóch podziałek. Umożliwiło to zidentyfikowanie nawet niewielkich oddziaływań na warstwę przyścienną na podstawie powtarzalności wykonanych pomiarów.

Dodatkowo, ze względu na wysoką temperaturę na wlocie do turbiny i wynikające stąd trudności precyzyjnego określenia zmian średniej wartości sygnału (średniego naprężenia na ścianie) z przetworników foliowych, wykonano przetworniki z przegrodą w celu porównania oddziaływania śladów na średnie parametry warstwy przyściennej (rys. 4.16). Badania wykonano dla nominalnej

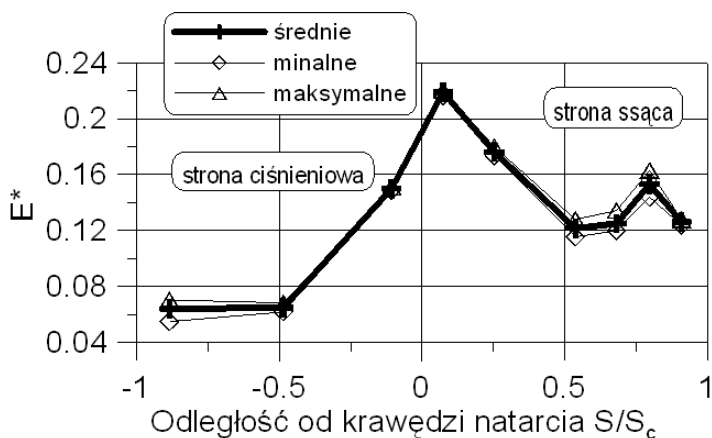
częstości obrotowej turbiny $n = 49$ Hz. Położenie przetworników na łopacie pokazano na rys. 6.68.

Koncepcję badań warstwy przyściennej przy pomocy przetworników foliowych, omówioną w rozdziale 2 i zastosowaną w badaniach warstwy przyściennej na łopacie w palisadzie profil turbinowych [Smolny, Błaszczak, 1996], oparto na pracy Uchera [Pucher, Gohl, 1987]. Koncepcja ta jest stosunkowo prosta, gdyż zakłada proporcjonalność naprężenia na ścianie bezpośrednio do różnicy sygnału z przepływem E i bez przepływu E_0 . Sygnał z przetwornika podzielono na część średnią odpowiadającą zmianom średniego naprężenia na ścianie i niestacjonarną, związaną ze zmianami naprężeń w czasie.

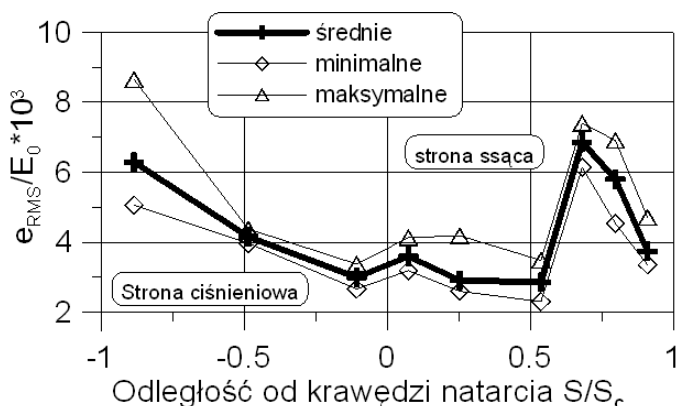


Rys. 6.68. Rozkład ciśnienia i położenie przetworników do pomiaru w warstwach przyściennych drugiej kierownicy

Na rys. 6.69 przedstawiono rozkład sygnału średniego E^* (rów. 4.5), który jest proporcjonalny do średnich naprężeń stycznych, a na rys. 6.70 pokazano rozkład niestacjonarnej części naprężenia stycznego e_{RMS}/E_0 na stronie ciśnieniowej i ssącej łopatki. Na rysunkach zaznaczono również minimalne i maksymalne wartości naprężeń, jakie wystąpiły w trakcie badań clockingu kierownic. Pozwala to zidentyfikować strefy warstwy przyściennej, na które oddziałuje clocking kierownic. Rozkład niestacjonarnych naprężeń e_{RMS}/E_0 pokazuje wyraźnie strefy przepływu w warstwie. Na stronie ssącej przepływ w warstwie przyściennej od krawędzi natarcia ($s/S_c = 0$) jest laminarny, przejście zaczyna się od $s/S_c = 0.5$, gdzie kończy się przyspieszanie przepływu w warstwie (rys. 6.68) i dalej wzrastają niestacjonarne naprężenia w strefie laminarno turbulentnej, rys. 6.70. Przejście laminarno – turbulentne kończy się dla $s/S_c = 0.75$ i powyżej tej wartości warstwa przyścienna staje się turbulentna, naprężenia średnie i poziom naprężeń niestacjonarnych spadają w tej strefie.



Rys. 6.69. Rozkłady średnich naprężeń na profilu łopatki w połowie wysokości łopatki $h/H = 0.56$



Rys. 6.70. Rozkłady niestacjonarnych naprężeń na profilu łopatki

Na stronie ciśnieniowej przepływ w warstwie od samej krawędzi natarcia jest laminarny i staje się laminarno – turbulentny od $s/Sc = 0.5$ w kierunku krawędzi spływu.

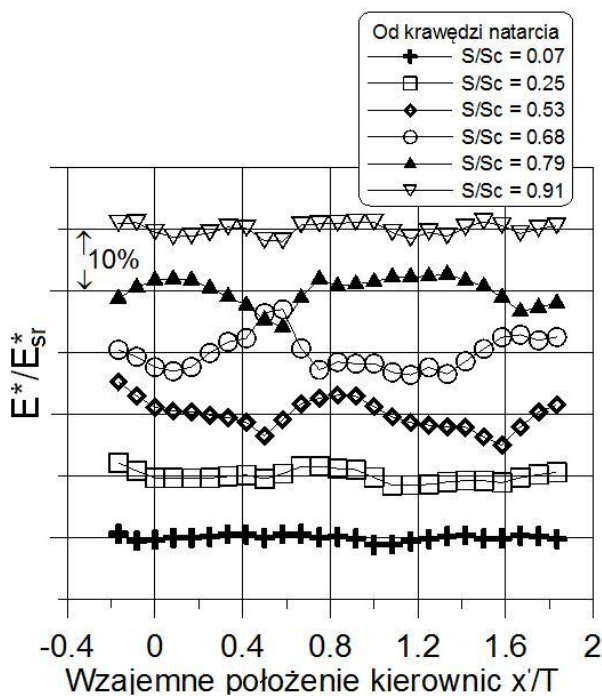
Niewielkie zmiany średnich naprężeń (rys. 6.69) w badaniach clockingu widoczne są na stronie ssącej i ciśnieniowej w laminarno – turbulentnej strefie przepływu w warstwie przyściennej. Największe zmiany obserwuje się w odniesieniu do niestacjonarnej części naprężenia stycznego, rys. 6.70. Zmiany te na stronie ssącej występują w zakresie laminarnej i turbulentnej warstwy przyściennej. W części laminarnej poziom naprężeń niestacjonarnych zmienia się, ale zawsze pozostaje mniejszy niż w strefie przejścia laminarno – turbulentnego. Oznacza to, że clocking kierownic w małym stopniu wpływa na parametry laminarnej warstwy przyściennej, w szczególności początek przejścia i jego długość pozostaje bez zmian i zależy od położenia końca strefy przyspieszania warstwy przy-

ściennej (rys. 6.68). Na ciśnieniowej stronie łopatki największe zmiany są w okolicy krawędzi spływu i są związane prawdopodobnie ze zmianami przepływu laminarno – turbulentnego w warstwie, pomimo że przepływ przyspiesza w tym obszarze, co wynika z rozkładu ciśnienia na rys.6.68.

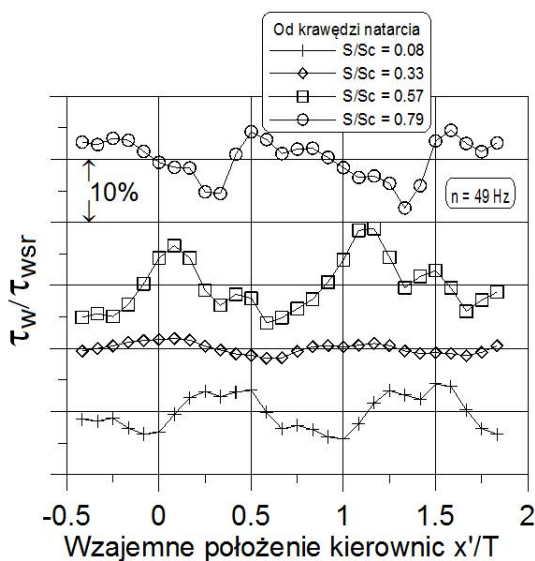
Na rysunku 6.71 pokazano zmiany średnich naprężeń stycznych w funkcji clockingu kierownic. W każdym rozkładzie efekt napływu śladów jest widoczny poprzez zmianę średniej wartości sygnału w danym punkcie pomiarowym. W celu lepszej widoczności przebiegu sygnału i określenia położenia wartości minimalnych i maksymalnych każdy z nich został odniesiony do średniej wartości obliczonej ze wszystkich punktów pomiarowych na dwóch podziałkach. Zmiany naprężeń w stosunku do ich średniej wartości są znacznie lepiej widoczne. Zmiany naprężeń w zakresie laminarnej warstwy w funkcji clockingu kierownic są bardzo małe. Znaczące zmiany naprężeń $\sim 10\%$ widoczne są w zakresie laminarno turbulentnym. Natomiast w turbulentnej warstwie zmiany są znacznie mniejsze i wynoszą $\sim 2\%$. Położenia maksymalnych i minimalnych wartości naprężeń, w zależności od odległości od krawędzi natarcia, są przesunięte w funkcji clockingu kierownic.

Współczynnik dyssypacji C_d i współczynnik tarcia C_f – proporcjonalny do naprężenia stycznego – w zakresie przejścia laminarno turbulentnego mają takie same trendy [Walsh et al., 2007]. Stąd zmiany współczynnika C_d wynosiłyby $\sim 10\%$ jego wartości i miałyby on wpływ na straty w funkcji clockingu w strefie laminarno-turbulentnej. Uwzględnienie zmian współczynnika C_d w obliczeniach strat w rów. 6.5 nie jest jednak proste z uwagi na nieznajomość początku i końca przejścia laminarno turbulentnego. W tym celu należałoby wykorzystać program na obliczanie warstwy przyściennej, który uwzględniałby również obliczenia laminarno turbulentnej warstwy.

Wyniki pomiarów sondami z przegrodą (rys. 6.72) zgadzają się jakościowo z badaniami naprężeń przy pomocy przetworników termooanemometrycznych, w szczególności jeśli chodzi o wielkość zmian w laminarno turbulentnej warstwie. Maksymalne wartości średnich naprężeń dla poszczególnych położań są również przesunięte względem siebie. W zakresie laminarnej warstwy sondy z przegrodą pokazują kilku procentowe zmiany naprężeń, które nie są widoczne w rozkładzie naprężeń zmierzonych przy pomocy przetworników termooanemometrycznych. Prawdopodobnie przegroda wystaje ponad laminarną warstwę i rejestruje zmiany ciśnienia poza warstwą. Problem ten wymaga dalszych badań, przy czym zastosowanie sond z przegrodą do badań warstwy w wieńcu łopatkowym jest bardziej złożone niż zastosowanie przetworników termooanemometrycznych.

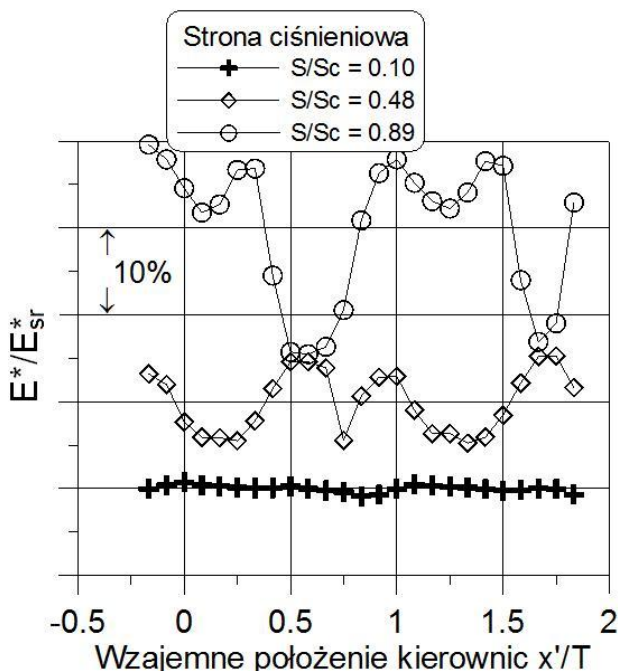


Rys. 6.71. Zmiany średnich naprężeń w funkcji clockingu kierownic na stronie ssącej łopatki



Rys. 6.72. Zmiany średnich naprężeń w funkcji clockingu kierownic na stronie ssącej łopatki. Pomiary przy pomocy sondy z przegrodą

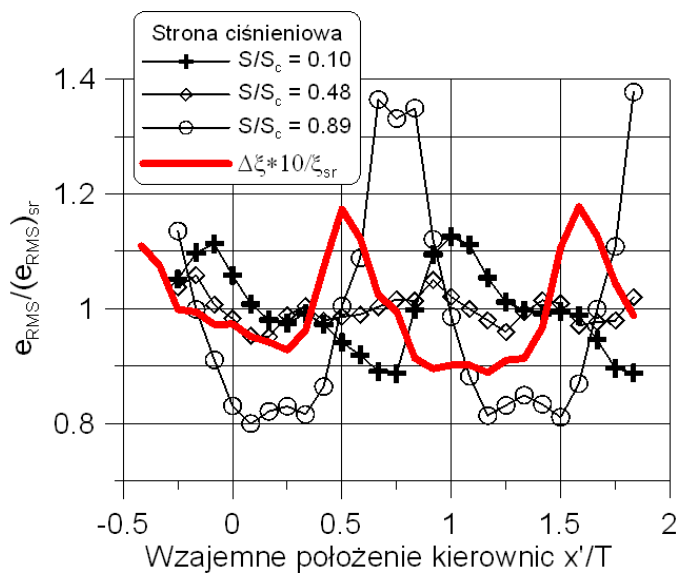
Na rys. 6.73 pokazano rozkłady zmian średnich naprężeń na ścianie na stronie ciśnieniowej profilu. Blisko krawędzi natarcia w laminarnej warstwie zmiany naprężeń średnich w funkcji clockingu są bardzo małe. Natomiast zwracają uwagę duże zmiany naprężeń w środkowej części kanału, które rosną znacząco w kierunku krawędzi spływu. Na stronie ciśnieniowej widoczne są również przesunięcia fazowe minimów i maksimów w rozkładach naprężeń w funkcji clockingu.



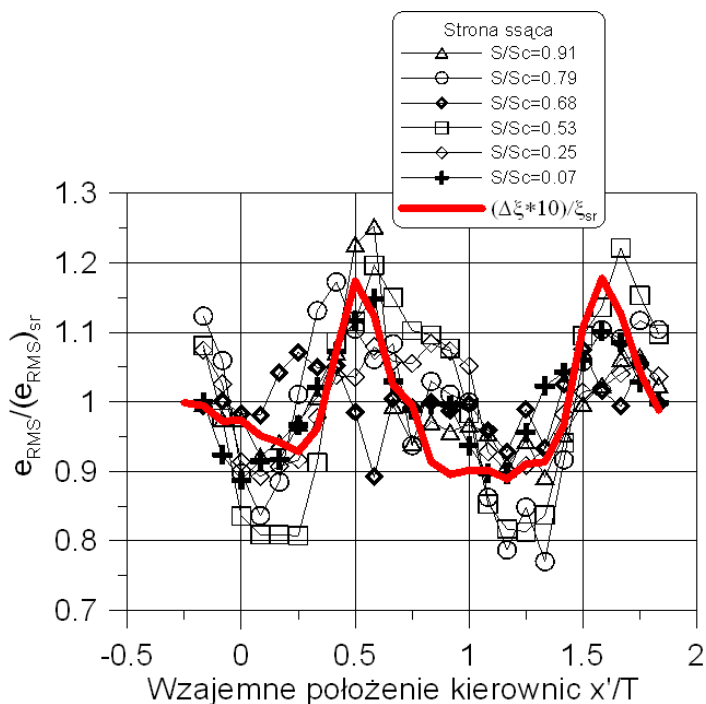
Rys. 6.73. Zmiany średnich naprężeń w funkcji clockingu kierownic na stronie ciśnieniowej łopatk

Na kolejnych rysunkach 6.74 i 6.75 pokazano zmiany niestacjonarnych naprężeń stycznych w funkcji clockingu kierownic odniesione do wartości uśrednionych naprężeń niestacjonarnych na podziałce.

Dodatkowo na wykresach pokazano rozkłady strat określone z pomierzonych rozkładów ciśnienia na łopatkę (rów. 6.5). Na stronie ciśnieniowej (rys. 6.74) wartości ekstremalne naprężeń są przesunięte fazowo, brakuje również ich korelacji z rozkładem strat na łopatkę. Natomiast na ssącej stronie profilu (rys. 6.75) widać bardzo dobrą korelację wartości minimalnych i maksymalnych niestacjonarnych naprężeń poszczególnych przebiegów. Widoczna jest również bardzo dobra korelacja strat z rozkładami niestacjonarnych naprężeń stycznych.



Rys. 6.74. Zmiany niestacjonarnych naprężeń i strat w funkcji clockingu kierownic na stronie ciśnieniowej łopatk



Rys. 6.75. Zmiany niestacjonarnych naprężeń i strat w funkcji clockingu kierownic na stronie ssącej łopatk

Straty maksymalne występują wtedy gdy na krawędź natarcia wpływa struga o największym ciśnieniu (największej prędkości) a turbulentny ślad z pierwszej kierownicy oddziałuje z warstwą przyścienną na stronie ssącej. Przy czym oddziaływanie na warstwę przyścienną ma miejsce poza krawędzią natarcia. Straty minimalne występują wtedy gdy ślad o minimalnym ciśnieniu całkowitym napływa na krawędź natarcia łopatki drugiej kierownicy. Naprężenia niestacjonarne są wtedy najmniejsze w warstwie przyściennej. Zmiany strat związane są z naprężeniami niestacjonarnymi, natomiast brak jest korelacji pomiędzy stratami w warstwie i naprężeniami średnimi, których rozkłady w kierunku krawędzi spływu w zależności od clockingu kierownic są przesunięte fazowo.

Zmiany strat drugiej kierownicy zmieniają się o kilka procent w zależności od położenia kierownic. Zmiany strat w drugim wirniku są znacznie większe i wynoszą ~10% , jednak zastosowana stacjonarna metoda obliczeń przepływu 3D w turbinie „frozen rotor” pozwala jedynie na jakościowe oszacowanie potencjału clockingu drugiego wirnika. Metoda ta nie pozwala poprawnie obliczyć położenia ekstremalnych wartości strat w funkcji clockingu kierownic w drugiej kierownicy i drugim wirniku. Stąd dla określenia rozkładu strat i sprawności turbiny konieczne było przeprowadzenie dodatkowych badań zmian sprawności termodynamicznej turbiny wzdłuż wysokości kanału przepływowego w funkcji położenia kierownic w celu końcowej oceny zjawiska clockingu kierownic w turbinie TM3.

7. BADANIA SPRAWNOŚCI TERMODYNAMICZNEJ I OKREŚLENIE POTENCJALNYCH MOŻLIWOŚCI CLOCKINGU KIEROWNIC W TURBINIE TM3

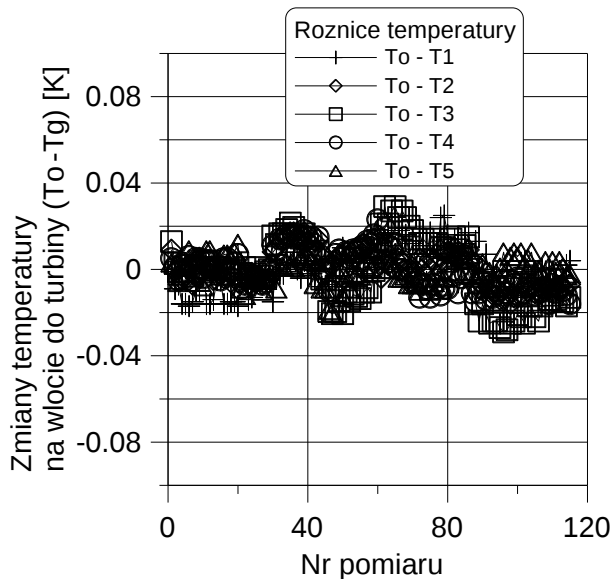
W celu eksperymentalnego zbadania zmian sprawności turbiny wzdłuż wysokości kanału w funkcji clockingu kierownic wykonano, podobnie jak w pracy Hubera [Huber et al., 1996], badania zmian sprawności termodynamicznej turbiny. Analiza tych zmian wzdłuż wysokości kanału pozwala sprawdzić, czy na poszczególnych wysokościach kanału występują zmiany sprawności w funkcji clockingu kierownic. Umożliwia również oszacowanie potencjalnych zmian sprawności turbiny przy optymalizacji clockingu kierownic.

Powyższe zadanie jest jednak bardzo trudne, gdyż średni spadek temperatury w turbinie wynosił niewiele ponad 12 K. Zidentyfikowanie zmian sprawności na poziomie jednego procenta wymagałoby dokładności pomiaru różnic temperatury na poziomie setnych części Kelwina.

Pierwszym etapem badań, który pozwalał oszacować dokładność pomiaru temperatury na stanowisku turbiny TM3-00, było sprawdzenie, czy na wlocie do turbiny znajduje się stabilne jednorodne pole temperatury. W tym celu sondę grzebieniową (rys. 4.14), mierzącą promieniowy rozkład temperatury na wylocie z turbiny w płaszczyźnie pomiarowej „5” (rys. 4.12), umieszczono na wlocie do stanowiska w przekroju oznaczonym „parametry wlotowe” razem z sondą mierzącą temperaturę na wlocie do turbiny. Niejednorodność wlotowego pola temperatury badano więc sześcioma sondami z termoelementami typu J. Wyniki w postaci różnic temperatury całkowitej pomiędzy sondą mierzącą temperaturę na wlocie T_0 , a poszczególnymi czułkami sondy grzebieniowej od T_1 do T_5 umieszczonymi w różnej odległości od środka kanału wlotowego przedstawiono na rys. 7.1.

Jednorodny rozkład temperatury na wlocie do turbiny jest dobrze widoczny, różnice temperatury całkowitej pomiędzy poszczególnymi sondami umieszczonymi w różnych punktach na promieniu ~ 150 mm względem środka kanału nie przekraczają ± 0.02 K. Wyniki przedstawionych na rys. 7.1 badań pozwalały sądzić, że zmiany sprawności termodynamicznej na wysokości kanału w zależności od clockingu kierownic będą mogły być zidentyfikowane.

W badaniach zmian sprawności termodynamicznej temperatura na wylocie z turbiny była mierzona w przekroju pomiarowym „5” (rys. 4.12) sondą grzebieniową wyposażoną w pięć termoelementów typu J. Dodatkowo, z przesunięciem dwóch podziałek, mierzono w tych samych punktach na wysokości kanału ciśnienie całkowite.

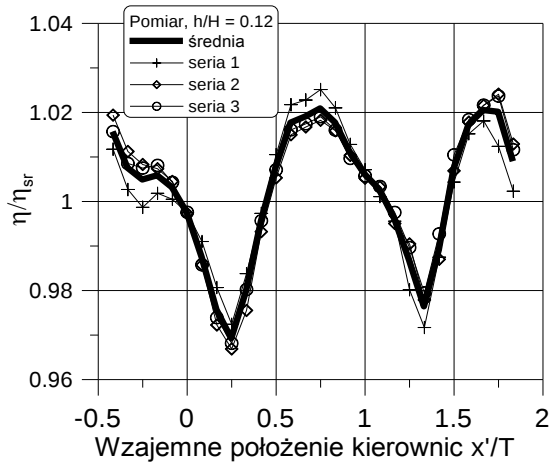


Rys. 7.1. Jednorodność wlotowego pola temperatury

T_0 – temperatura odniesienia, T_g – temperatura mierzona sondą grzebieniową

Wstępne badania zmian sprawności termodynamicznej w funkcji clockingu kierownic wykonano zmieniając położenie tylko pierwszej kierownicy na rozpiętości dwóch podziałek względem sondy grzebieniowej umieszczonej w przekroju „5”, która pozostawała w stałym położeniu względem drugiej kierownicy. Dla obserwatora patrzącego od strony wylotu, pomiary wykonano w połowie podziałki w środkowej części kanału drugiej kierownicy. Wykonano trzy serie pomiarów dla częstości znamionowej turbiny $n = 49$ Hz w celu sprawdzenia ich powtarzalności.

Na rys. 7.2 pokazano lokalne zmiany sprawności termodynamicznej w pobliżu obrzeża wewnętrznego w zależności od clockingu kierownic. Jest to strefa silnych oddziaływań przepływów wtórnych pierwszej kierownicy ze strukturami przepływu wtórnego drugiej kierownicy. Behr [Behr et al., 2004] obserwował w tej strefie największe zmiany sprawności termodynamicznej turbiny w zależności od clockingu kierownic, rys. 2.66. W celu zobrazowania zmian lokalnej sprawności termodynamicznej obliczoną lokalną sprawność η odnoszono do wartości średniej η_{sr} , określonej na podziałce kierownicy. Pomierzone lokalne zmiany sprawności są największe w tej strefie na całej wysokości kanału przepływowego i wynoszą ponad 4% średniej wartości sprawności w wybranym punkcie przepływu.



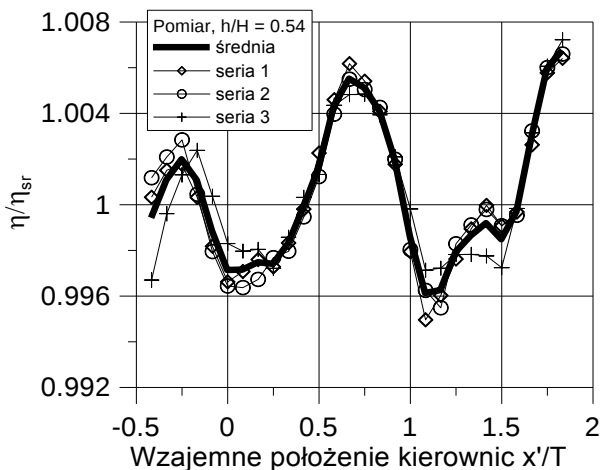
Rys. 7.2. Zmiany sprawności termodynamicznej blisko obrzeża wewnętrznego wywołane zmianą położenia pierwszej kierownicy

W środkowej części kanału (rys. 7.3), strefie oddziaływania śladów załopatkowych z pierwszej kierownicy, zmiany sprawności w zależności od clockingu kierownic były najmniejsze i wynosiły $\sim 1\%$ jej wartości średniej. Powtarzalność pomiarów i okresowość zmian sprawności z podziałką kierownicy w obu przypadkach jest bardzo dobrze widoczna.

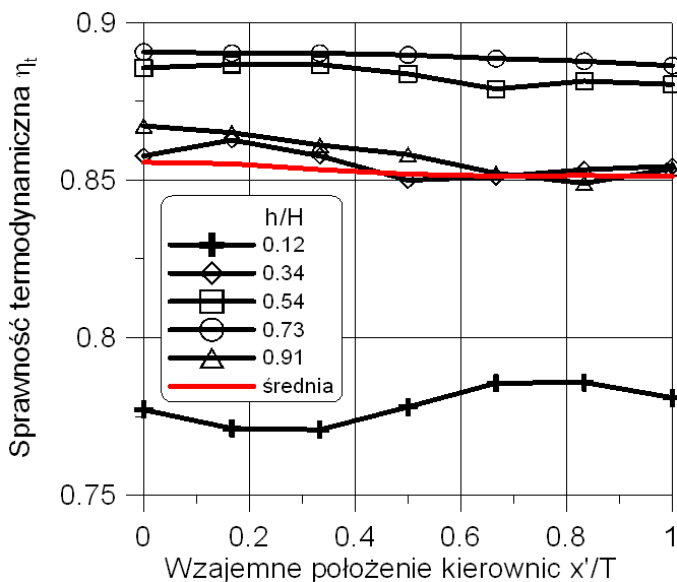
Przedstawione wyniki badań dotyczą zmian lokalnej sprawności w punkcie przepływu. Z badań tych wynika, że zmiana położenia pierwszej kierownicy względem drugiej może zmienić lokalną sprawność w wybranym punkcie w polu przepływu od 1% do 4% .

W następnym etapie wykonano badania zmian sprawności termodynamicznej uśrednionej na podziałce wzdłuż wysokości łopatki w zależności od clockingu kierownic. Wykonano je dla siedmiu ustawień kierownic obejmujących zmiany clockingu na jednej podziałce kierownicy. Położenie pierwsze i ostatnie odpowiadało początkowi i końcowi podziałki, tzn. „0” i „1”. Dawało to możliwość identyfikacji i korekcji ewentualnych błędów pomiarów.

Pomiary wykonano obracając jednocześnie obie kierownice o $1/12$ podziałki względem nieruchomych sond pomiarowych, 1 i 13 pomiar odpowiadał początkowi i końcowi podziałki. W każdym punkcie pomiarowym wykonano po 1000 pomiarów temperatury i ciśnień całkowitych na wlocie i wylocie z turbiny, z których dalej obliczano lokalne sprawności termodynamiczne w określonym punkcie na wysokości kanału. Następnie, uśredniając pomiary wykonane na podziałce (wzór 4.8), obliczano średnie wartości sprawności termodynamicznej dla każdego z siedmiu ustawień kierownic. Badania wykonano dla nominalnej częstości obrotów oraz dla kilku innych częstości, niższych i wyższych od nominalnej. Wyniki badań dla częstości nominalnej przedstawiono na rysunku 7.4.



Rys. 7.3. Zmiany sprawności termodynamicznej w środkowej części kanału przepływowego spowodowane zmianą położenia pierwszej kierownicy



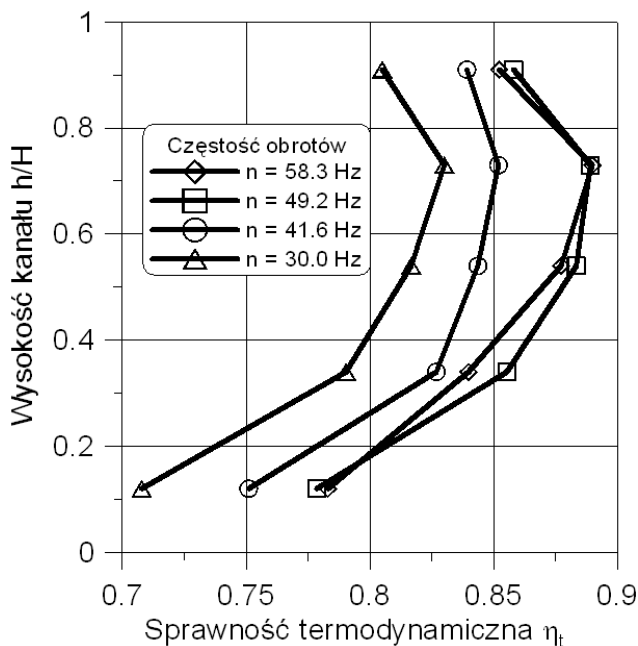
Rys. 7.4. Rozkłady średnich wartości sprawności termodynamicznej turbiny w funkcji położenia kierownic. Nominalna częstota obrotów

Pokazane na rysunku 7.4 uśrednione na podziałce rozkłady sprawności termodynamicznej w funkcji clockingu kierownic mają rozkłady z widocznymi wartościami ekstremalnymi przesuniętymi fazowo na poszczególnych wysokościach kanału. W rezultacie uśredniony wzdłuż wysokości kanału (po powierzchni) przebieg sprawności turbiny w funkcji clockingu kierownic ma płaski prze-

bieg i nie wykazuje żadnych zmian sprawności, co jest zgodne z badaniami sprawności turbiny przedstawionymi na rys. 5.11.

Największe zmiany sprawności występują przy obrzeżu wewnętrznym i wynoszą 1.6% średniej wartości sprawności. W środku kanału zmiany sprawności przesunięte po obwodzie w stosunku do zmian przy obrzeżu wewnętrznym są mniejsze i wynoszą od 0.3 do 1%. Podobne przesunięcia fazowe w rozkładach sprawności termodynamicznej po wysokości kanału obserwował Huber. [Huber et al, 1996], [Behr et al., 2004] i inni badacze wymienieni w rozdziale drugim. Spowodowały one stratę potencjału clockingu i zmniejszenie zmian sprawności turbiny.

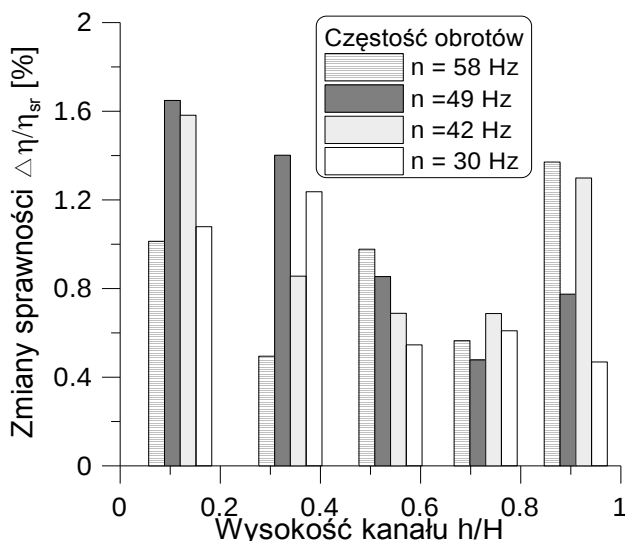
Na rys. 7.5 przedstawiono uśrednione ze wszystkich pozycji clockingu kierownic przebiegi sprawności termodynamicznej wzdłuż wysokości kanału dla kilku częstości obrotów turbiny. Same wartości sprawności nie przedstawiają dokładnych wartości sprawności turbiny z uwagi na mały spadek temperatury, jednak należy podkreślić, że sprawności uśrednione po wysokości kanału były tylko o 3% wyższe od sprawności turbiny mierzonej z mocy na wale turbiny. W badaniach Hubera [Huber et al., 1996] przy znacznie wyższym spadku temperatur sprawności termodynamiczne były wyższe od sprawności określonej z mocy turbiny o 1%. Rozkłady sprawności po wysokości kanału mają gładkie przebiegi i widoczny jest spadek sprawności turbiny w zależności od częstości obrotów. Jest to pośrednio potwierdzeniem poprawności wykonanych pomiarów.



Rys. 7.5. Uśrednione rozkłady promieniowe sprawności termodynamicznej dla różnych częstości obrotów

Na rys. 7.5 zauważalny jest spadek sprawności turbiny przy obrzeżach kanału, szczególnie znaczący spadek sprawności występuje przy wewnętrznym obrzeżu. Związany jest z intensywnym rozwojem przepływów wtórnych w tym obszarze. Z powyższych wyników można wyciągnąć wniosek, że w badanej turbinie przepływy wtórne przy obrzeżu wewnętrznym i ich oddziaływania mają duże znaczenie dla poprawy sprawności turbiny.

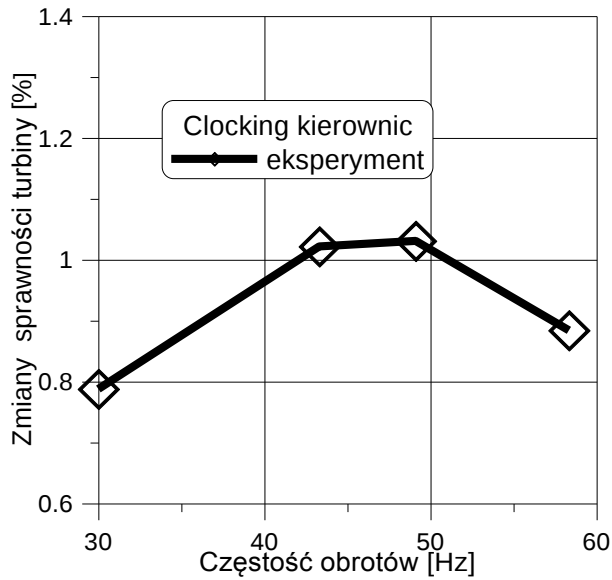
Na następnym rysunku 7.6 zestawiono wyniki badań zmian sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic dla wszystkich badanych częstości obrotów turbiny. Zmiany sprawności odniesiono do średniej sprawności na danej wysokości kanału.



Rys. 7.6. Zmiany sprawności spowodowane clockingiem kierownic dla różnych wysokości kanału łopatkowego i różnych częstości obrotów turbiny

Przy obrzeżu wewnętrznym zmiany sprawności są największe i wynoszą ponad 1.6% wartości sprawności. Największe zmiany sprawności występują dla częstości nominalnej. W środkowej części kanału clocking kierownic powoduje mniejsze zmiany sprawności wynoszące ~0.8% wartości sprawności. Przy obrzeżu zewnętrznym zmiany sprawności wynoszą ~1%.

Na podstawie zmian sprawności przedstawionych na rys. 7.6 obliczono zmiany sprawności turbiny przy pełnym wykorzystaniu potencjału clockingu. Wyniki obliczeń zmian sprawności turbiny pokazano na rys. 7.7.



Rys. 7.7. Potencjalne zmiany sprawności turbiny modelowej TM3-00 przy wykorzystaniu clockingu kierownic

W obliczeniach przyjęto założenie, że maksymalne i minimalne sprawności wystąpią na całej wysokości kanału dla takich samych wartości clockingu kierownic. Największe zmiany sprawności turbiny wynoszące $\sim 1\%$ wystąpiłyby przy nominalnej częstości jej obrotów. Realny wzrost sprawności turbiny projektowanej przy optymalnym wykorzystaniu clockingu kierownic wyniósłby $\sim 0.5\%$ wartości sprawności turbiny.

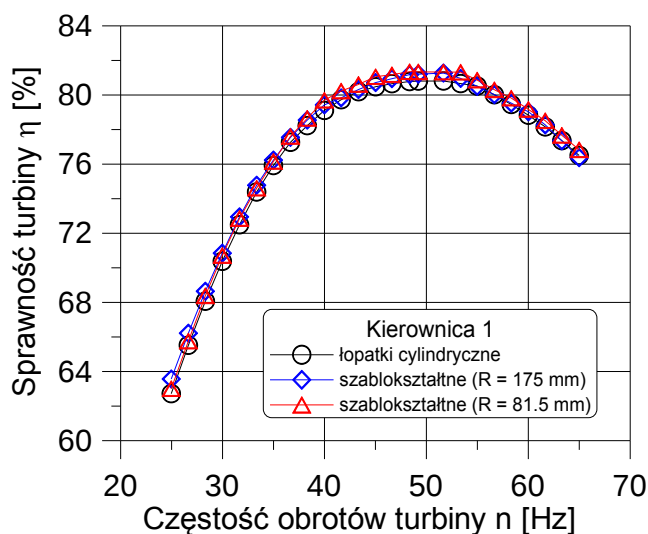
8. BADANIA TURBINY TM3 ZE ZMODYFIKOWANYM UŁOPATKOWANIEM PIERWSZEJ KIEROWNICY

Jednym ze sposobów ograniczenia rozwoju struktur przepływu wtórnego jest przestrzenne kształtowanie łopatek, które powoduje zmniejszenie obciążenia łopatki przy obrzeżu wewnętrznym i zewnętrznym. Zmniejszenie obciążenia wpływa z kolei na ograniczenie rozwoju struktur przepływu wtórnego. Ich udział w stratach wieńca może spaść wtedy nawet poniżej 13% [Chaluvadi 2000 i 2002].

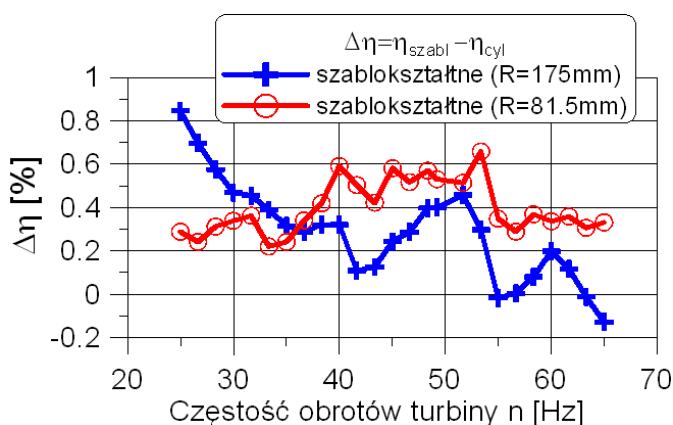
W zmodyfikowanej turbinie zmieniono pierwszą kierownicę z łopatkami cylindrycznymi na kierownicę z łopatkami szabłokształtnymi o małej i dużej krzywiznie pokazanymi na rys. 4.7 i 4.8.

Celem badań zmodyfikowanej turbiny było sprawdzenie, w jaki sposób redukcja przepływów wtórnych i zmiana kształtu śladu pierwszej kierownicy będzie wpływać na zmiany parametrów turbiny, np. na jej sprawność i moc oraz na zmiany tych parametrów w funkcji clockingu kierownic. Zmiany w clockingu kierownic, np. mocy turbiny wynikałyby wtedy ze wzrostu obciążenia łopatek w środku kanału i silniejszego oddziaływania śladów kierowniczych niż przepływów wtórnych. Prowadziłoby to do prostszych sposobów wykorzystania clockingu w praktyce [Bohn et al., 2005b]. W pierwszym etapie przeprowadzono badania charakterystyk turbiny oraz obliczenia przepływu w turbinie programem TASKFlow metodą „frozen rotor”. Badania wykonano dla „zerowego wzajemnego położenia kierownic”, tj. w środkowej części kanału profil łopatki drugiej kierownicy znajdował się w „cieniu” profilu pierwszej kierownicy. W dalszej części pracy przeprowadzono badania eksperymentalne zmian mocy zmodyfikowanej turbiny w funkcji clockingu kierownic. Druga kierownica turbiny miała łopatki cylindryczne, rys. 4.9. Przedstawione w rozdziale wyniki badań stanowią pierwszy etap badań, który miał potwierdzić poprawność przyjętych powyżej założeń.

Badania charakterystyk zmodyfikowanej turbiny pokazały, że sprawność turbiny z łopatkami szabłokształtnymi o dużej krzywiznie jest większa o 0.5% od turbiny z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi (rys. 8.1 i 8.2). Natomiast mniejsza krzywizna łopatek wpływa silniej niż pozostałe układy łopatek na sprawność turbiny przy dużym obciążeniu, rys. 8.2.

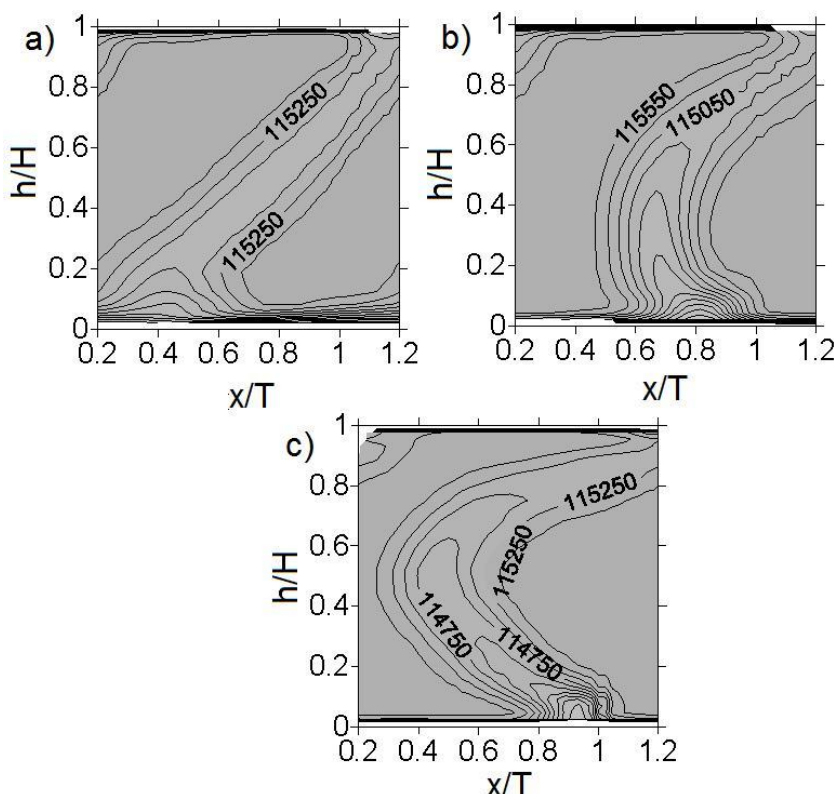


Rys. 8.1. Wyniki pomiarów charakterystyki dwustopniowej turbiny TM3 z różnie ułopatkowaną pierwszą kierownicą



Rys. 8.2. Zmiany sprawności dwustopniowej turbiny TM3 w zależności od ułopatkowania pierwszej kierownicy w relacji do sprawności turbiny z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi

W celu oszacowania wpływu pierwszej kierownicy na przepływ w turbinie wykonano obliczenia pola przepływu przy wspomnianym wcześniej „zerowym ustawieniu kierownic”. Obliczenia pola ciśnień całkowitych na wylocie z pierwszej kierownicy dla omawianych trzech jej konfiguracji pokazano na rys. 8.3. Kształt strefy śladu bardzo silnie zmienia się w zależności od układu łopatkowego pierwszej kierownicy. Zmieniając jej ułopatkowanie możemy wpływać na położenie śladu i stąd strefy niskiego ciśnienia za wirnikiem względem krawędzi natarcia drugiej kierownicy.



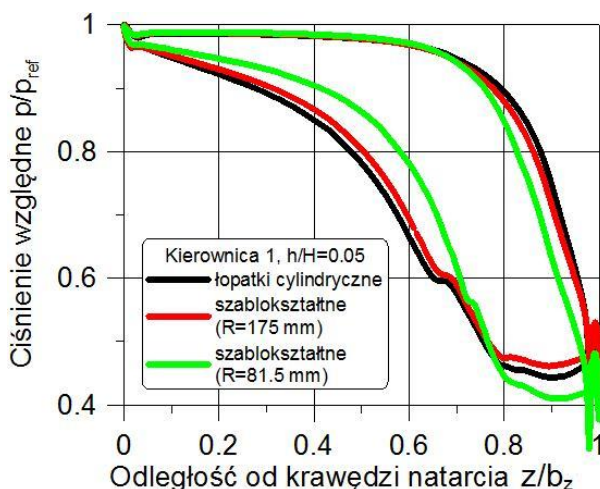
Rys. 8.3. Obliczony kształt śladu pierwszej kierownicy na jej wlocie. Na rysunkach pokazano izolinie ciśnienia całkowitego p_{cl} [Pa]. Częstość obrotów $n = 49$ Hz

Szczególnie w przypadku dużej krzywizny łopatek strefa śladu jest szeroka i o większej głębokości niż w pozostałych przypadkach ułopatkowania, stąd jej napływ na krawędź natarcia drugiej kierownicy powinien najsilniej wpłynąć na zmiany strat w środkowej części kanału niż w przypadku kierownicy cylindrycznej.

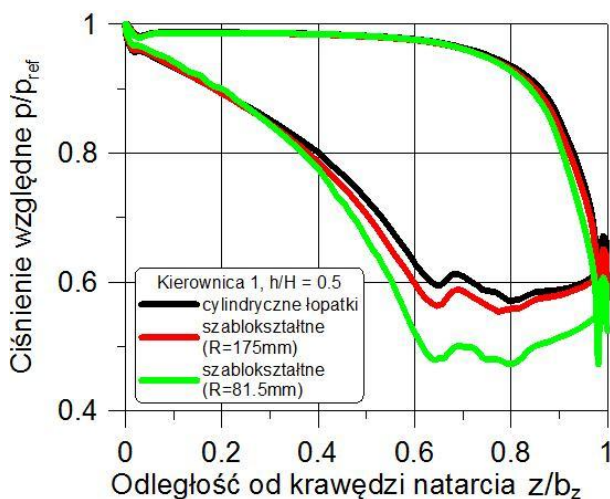
W rozkładach ciśnienia dla dużej krzywizny łopatek pierwszej kierownicy (rys. 8.3) można również zaobserwować, że strefa przepływów wtórnych przy piąście jest węższa, stąd również oddziaływanie w tej strefie w drugim stopniu powinno być mniejsze. Potwierdzają to wyniki obliczeń wykonanych przez Songtao [Songtao et al., 2001], które pokazują, że przepływy wtórne przy obrzeżu wewnętrznym wraz ze wzrostem krzywizny są coraz mniejsze i związane z nimi straty również są mniejsze niż w przypadku kierownicy z łopatkami cylindrycznymi.

Na rys. 8.4 pokazano rozkłady ciśnienia przy obrzeżu wewnętrznym dla różnych konfiguracji ułopatkowania pierwszej kierownicy. Widoczne jest, że łopátka o największej krzywiznie ma najmniejsze obciążenie. Z kolei w środku kanału rozkłady ciśnienia na rys. 8.5 pokazują, że obciążenie łopátki o największej

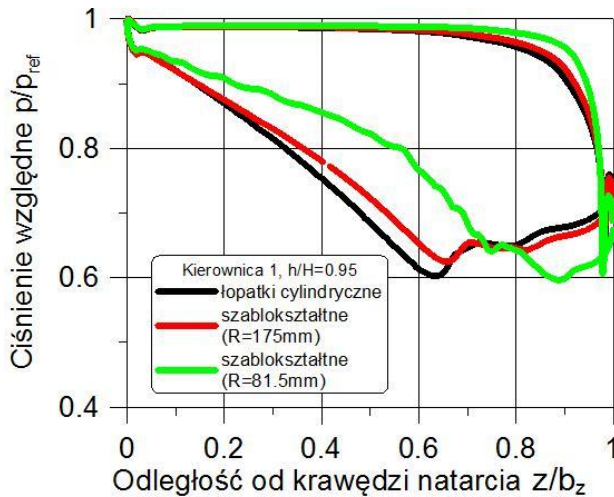
krzywiznie jest największe. Przy obrzeżu zewnętrznym (rys. 8.6) obciążenie łopatk o największej krzywiznie jest najmniejsze. Obliczenia te potwierdzają, że przy pomocy stosunkowo prostej modyfikacji kształtu łopatki można osiągnąć zamierzony efekt, tj. redukcję obciążenia przy obrzeżach i jego wzrost w środku kanału.



Rys. 8.4. Obliczone rozkłady ciśnienia przy piaście na pierwszej kierownicy w zależności od ułopatkowania. Część obrotów $n = 49\text{ Hz}$

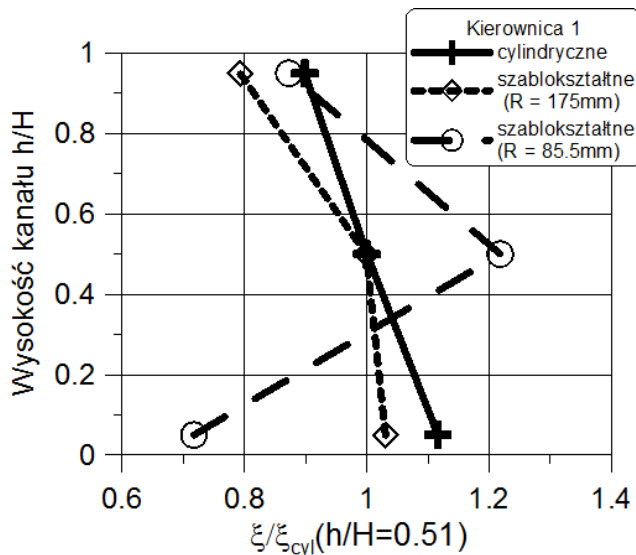


Rys. 8.5. Obliczone rozkłady ciśnienia w środku kanału na pierwszej kierownicy w zależności od ułopatkowania. Część obrotów $n = 49\text{ Hz}$



Rys. 8.6. Obliczone rozkłady ciśnienia przy obrzeżu zewnętrznym na pierwszej kierownicy w zależności od ułopatkowania. Częstość obrotów $n = 49$ Hz

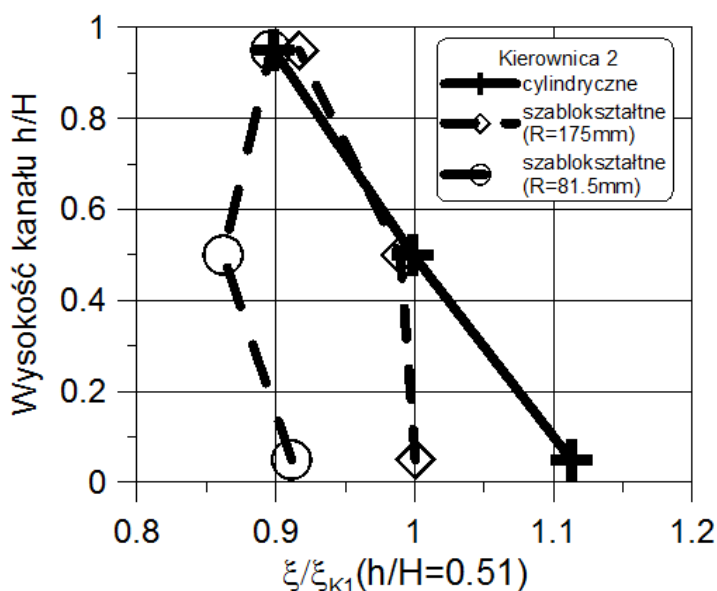
Obliczone zmiany strat w warstwie przyściennej na łopatkach pierwszej kierownicy (rys. 8.7), zgodnie z równaniem (6.5), odniesione do strat w środkowej części łopatki cylindrycznej pokazują, że wprowadzenie krzywizny łopatki prowadzi do modyfikacji rozkładu strat. Straty dla małej krzywizny łopatki przy obrzeżach spadają o $\sim 10\%$ w stosunku do strat łopatki cylindrycznej. Natomiast w środkowej części kanału pozostają takie same jak dla cylindrycznej łopatki.



Rys. 8.7. Obliczenia rozkładu strat w warstwie przyściennej na łopatkach pierwszej kierownicy w zależności od jej kształtu. Częstość obrotów $n = 49$ Hz

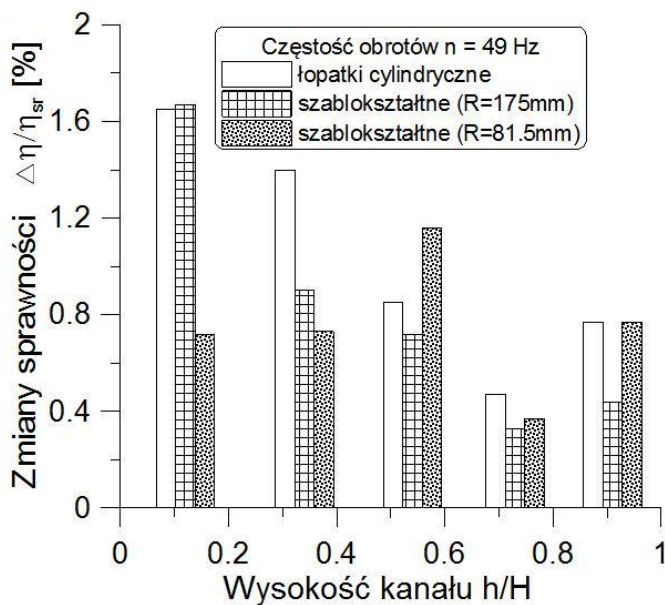
Z kolei duża krzywizna łopatek powoduje znaczący, bo ponad 30%, spadek strat przy obrzeżu wewnętrznym i 20% wzrost strat w środkowej części kanału. Wzrost strat w środku kanału dla największej krzywizny łopatki wynika ze wzrostu obciążenia łopatki w tej strefie w porównaniu do obciążenia łopatki cylindrycznej, rys. 8.5.

Znaczący efekt obserwowany jest w drugiej kierownicy. Obliczenia strat, wykonane podobnie jak dla pierwszej kierownicy, pokazują, że mamy do czynienia ze znaczącą redukcją strat w warstwach przyściennych brzegowych przy obrzeżu wewnętrznym drugiej kierownicy, szczególnie dla dużej krzywizny łopatki (rys. 8.8).



Rys. 8.8. Obliczenia rozkładu strat w warstwie przyściennej na łopacie drugiej kierownicy w zależności od kształtu łopatek pierwszej kierownicy. Częstość obrotów $n = 49$ Hz

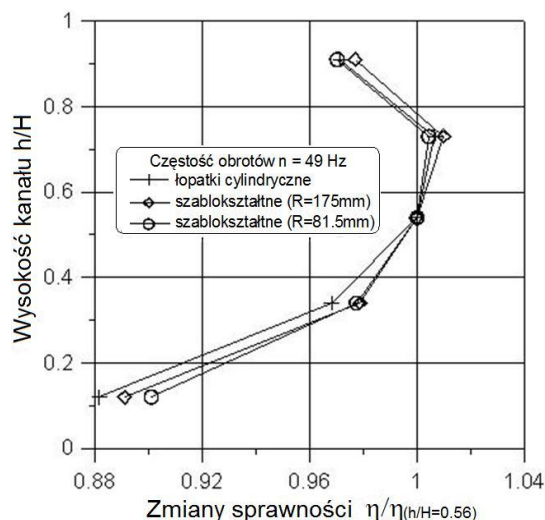
Badania eksperymentalne zmian strat wzdłuż wysokości kanału w funkcji clockingu kierownic (wykonane podobnie jak w rozdz. 7) przedstawione na rys. 8.9, pokazują że zmiany strat przy obrzeżu wewnętrznym są ponad dwa razy mniejsze w turbinie z łopatkami o największej krzywiznie w pierwszej kierownicy niż w turbinie z łopatkami cylindrycznymi w pierwszej kierownicy. Wydaje się, że przepływy wtórne przy obrzeżu wewnętrznym w tym przypadku będą słabsze niż w konfiguracji turbiny z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi. Na rys. 8.9 widoczne jest silniejsze oddziaływanie w środku kanału, które może wynikać z oddziaływania śladów załopatkowych.



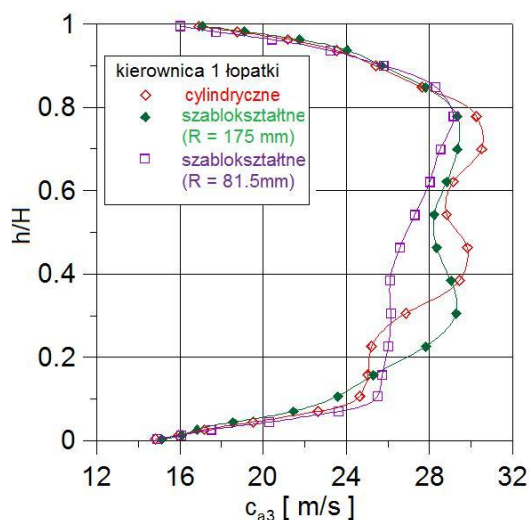
Rys. 8.9. Eksperymentalne zmiany sprawności termodynamicznej wzdłuż wysokości kanału wynikię z clockingu kierownic. Chęstość obrotów $n = 49 \text{ Hz}$

Zmiany strat przy obrzeżu wewnętrznym turbiny w zależności od rodzaju ułopatkowania pierwszej kierownicy znajdują również potwierdzenie w pomiarach rozkładu sprawności termodynamicznej dla rozpatrywanych konfiguracji turbiny – rys. 8.10. Na rysunku pokazano rozkład sprawności odniesionej do sprawności w środku kanału po wysokości kanału przepływowego dla turbiny ze zmodyfikowanymi pierwszymi kierownicami. Widoczny jest systematyczny wzrost sprawności turbiny przy obrzeżu wewnętrznym dla pierwszej kierownicy z łopatkami o małej i dużej krzywiznie w stosunku do turbiny z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi.

Rysunek 8.11 przedstawia wyniki obliczeń prędkości na wylocie z drugiej kierownicy. W przypadku gdy łopatki pierwszej kierownicy mają największą krzywiznę oddziaływanie przepływów wtórnych jest najmniejsze, w środkowej części kanału przepływowego pojawia się wyraźna strefa niezaburzonego rdzenia przepływu. W tym przypadku przepływy wtórne przy obrzeżach kanału drugiej kierownicy nie rozwijają się tak intensywnie jak w turbinie z pierwszą kierownicą z łopatkami cylindrycznymi. Napływ tej strefy na wirnik powinien zwiększyć jego sprawność oraz wzmocnić oddziaływanie śladów w drugim wirniku w zależności od clockingu kierownic.

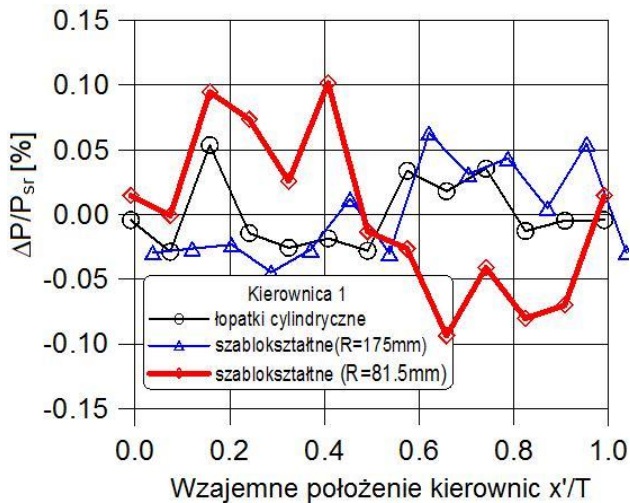


Rys. 8.10. Eksperymentalne zmiany sprawności dwustopniowej turbiny odniesione do sprawności w środkowej części kanału łopatkowego dla różnego ułatkowania pierwszej kierownicy. Część obrotów $n = 49\text{ Hz}$



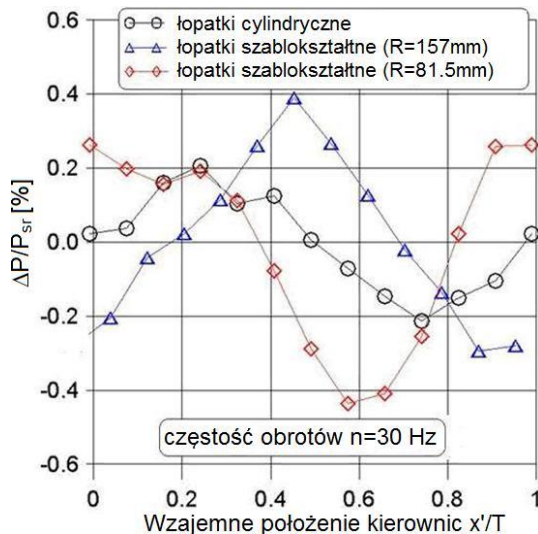
Rys. 8.11. Obliczone rozkłady prędkości c_{a3} w kierunku osiowym na wylocie z drugiej kierownicy w zależności od ułatkowania pierwszej kierownicy. Część obrotów turbiny $n = 49\text{ Hz}$ [Krysiński et al. 2003]

Potwierdzeniem zmiany oddziaływań w poszczególnych strefach przepływu jest pojawienie się bardziej wyraźnego wpływu clockingu kierownic dla częstotliwości nominalnej dla ułatkowania turbiny z łopatkami o dużej krzywiznie w pierwszej kierownicy, rys. 8.12. Jest on niewielki, jednak wyraźnie widoczny.



Rys. 8.12. Zmiany mocy turbiny w funkcji clockingu kierownic.
Częstość obrotów $n = 49$ Hz

Badania clockingu kierownic dla obciążonego układu łopatkowego (mniejszej częstości obrotów) pokazują, że w silniej obciążonych w środkowej części kanału krzywoliniowych układach łopatek clocking może być silniejszy i prowadzić do większych zmian mocy turbiny w funkcji położenia kierownic niż w turbinie z obu wieńcami kierownic z łopatkami cylindrycznymi (rys. 8.13).



Rys. 8.13. Zmiany mocy turbiny w funkcji clockingu kierownic.
Częstość obrotów $n = 30$ Hz

Wyniki te potwierdzają, że problem clockingu będzie znacznie prostszym problemem gdy będziemy potrafili ograniczyć oddziaływanie struktur przepływu wtórnego i wzmocnić oddziaływanie śladów załopatkowych. Zjawisko clockingu wydaje się być najbardziej skomplikowane jeśli znaczący udział w zmianach strat wieńca łopatkowego mają zarówno ślady jak i przepływy wtórne.

Przedstawione w rozdziale wyniki badań turbiny TM3 z łopatkami kształtowanymi przestrzennie pokazują, że wykorzystanie zjawiska clockingu do podwyższenia sprawności turbiny byłoby możliwe w turbinie z łopatkami 3D w kierownicach, które ograniczałyby rozwój i oddziaływanie przepływów wtórnych a wzmacniały oddziaływanie śladów. Z drugiej strony oddziaływanie przepływów wtórnych (rozdz.7) prowadziło do większych zmian sprawności niż oddziaływanie śladów. Prace Kikuchi [Kikuchi et al. 2008] wykazują, że pozytywne oddziaływanie przepływów wtórnych można również wykorzystać dla podwyższenia sprawności turbiny jeśli zmniejszy się szczeliny międzywieńcowe. Stąd optymalnym rozwiązaniem byłaby modyfikacja turbiny TM3 w kierunku zastosowania łopatek kształtowanych przestrzennie w kierownicach przy znacznym zmniejszeniu szczelin międzywieńcowych. Geometria tak zaprojektowanej turbiny powinna być zweryfikowana przy pomocy obliczeń kodem 3D niestacjonarnym. Obliczenia powinny być przeprowadzone dla różnych położeń wzajemnych kierownic. Analiza obliczeń wpływu clockingu kierownic na sprawność tak zaprojektowanej turbiny byłaby dobrym wstępem do ewentualnego rozpoczęcia badań eksperymentalnych zjawiska clockingu.

9. ZAKOŃCZENIE I WNIOSKI KOŃCOWE

Przeprowadzona w pracy analiza zjawiska clockingu (rozdz. 2), w szczególności w odniesieniu do clockingu kierownic pokazała, że jest ono związane ze zróżnicowaniem przepływu na podziałce za wieńcem wirującym lub stacjonarnym. W przypadku dwustopniowej turbiny aerodynamiczna interakcja śladów i struktur przepływu wtórnego pierwszej kierownicy z przepływem w pierwszym wirniku generuje niejednorodne zdeterminowane pole przepływu za pierwszym wirnikiem na wlocie do drugiej kierownicy. Za wirnikiem formuje się strefa przepływu o niższym ciśnieniu całkowitym, niższej prędkości i zmienionym rozkładzie kątów napływu, które powtarza się co podziałkę kierownicy. Straty w następnym wieńcu (w drugiej kierownicy) będą zależne od położenia tej strefy względem krawędzi natarcia jej łopatek. Warunkiem oddziaływania wieńców tego samego rodzaju w sąsiednich stopniach jest taka sama liczba ich łopatek. Zróżnicowanie przepływu na podziałce występuje w układzie absolutnym (clocking kierownic) i względnym (clocking wirników), może powodować cykliczne zmiany sprawności turbiny czy sprężarki zgodnie z podziałką kierownicy lub wirnika, które wynikają z sumowania się lokalnych zmian sprawności poszczególnych wieńców wzdłuż wysokości kanału przepływowego.

Zmiany sprawności wieńców można wykorzystać do zminimalizowania strat w turbinie i podniesienia jej sprawności. Wykorzystanie pełnego potencjału clockingu w praktyce jest bardzo trudne ponieważ clocking w dużym stopniu jest zjawiskiem lokalnym 2D, wynikającym z obwodowego zróżnicowania przepływu po wysokości kanału. W praktyce inżynierskiej przy projektowaniu maszyn przepływowych nie śledzi się procesu lokalnej generacji strat wzdłuż przepływu. Stąd w klasycznie projektowanych turbinach, nawet przy zastosowaniu 3D kodów rozwiązujących równania Naviera-Stockesa, w szczególności przy uśrednianiu przepływu na podziałce, nie jest możliwe zidentyfikowanie gdzie na obwodzie i po wysokości kanału znajduje się strefa przepływu o najmniejszych i największych stratach za danym wieńcem wielostopniowej maszyny przepływowej. Uzyskanie pozytywnych efektów w postaci wzrostu sprawności turbiny w clockingu wymaga konsekwentnego działania, a przede wszystkim umiejętności przetworzenia lokalnych zmian sprawności, sięgających nawet 5% jej lokalnej wartości na zmiany sprawności turbiny. Należy mieć na uwadze, że wykorzystując clocking porządkujemy ścieżkę przepływu kierując strugi o niższej prędkości w kierunku ścianek kanału, gdzie i tak przepływ musi zwolnić. Chronimy jednocześnie główną strugę utrzymując ją z dala od ścianek kanału przepływowego. Przy zastosowaniu cylindrycznych łopatek w wieńcach łopatkowych korelacja minimalnych i maksymalnych lokalnych sprawności wieńca po wysokości kanału, np. dla jakiegoś clockingu kierownic, jest bardzo trudna i prowadzi do mniejszych

~0.5% zmian sprawności turbiny lub nawet tylko do redystrybucji lokalnych strat bez zmiany sprawności turbiny. Wydaje się, że dopiero zastosowanie ułopatkowania 3D pozwala w pełni wykorzystać lokalne zmiany sprawności dla znaczących zmian sprawności turbiny wynoszących ~4%, co daje możliwość poprawy sprawności turbiny o 2%.

Należy podkreślić, że pomimo przeprowadzenia licznych symulacji numerycznych i badań eksperymentalnych zjawisko clockingu nie jest w pełni zrozumiałe. Pomimo tego faktu clocking nabiera znaczenia w wielu innych zagadnieniach związanych z obniżaniem temperatury łopatki, obniżeniem hałasu i drgań łopatek, stabilną pracą w pobliżu granicy pompowania sprężarki itp..

W pracy przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych i obliczeniowych dla szczególnej geometrii turbiny, w której poprzez przyjęcie odpowiedniego stosunku liczby łopatek w wieńcach kierowniczych i wirnikowych wzmocniono oddziaływanie clockingu kierownic na pole przepływu w wieńcach wirujących, co może prowadzić do większych zmian sprawności turbiny. Brakuje jednak odpowiedniej metodyki obliczania zmian strat w warstwach przyściennych poszczególnych wieńców stacjonarnych i wirujących, co pozwoliłoby na ocenę potencjału clockingu w danej turbinie czy sprężarce osiowej.

Stąd w pracy zaproponowano obliczenia zmian strat w zależności od clockingu na podstawie rozkładu średniego ciśnienia na łopatce związanego z prędkością opływu profilu łopatki. Oszacowanie zmian strat stosunkowo prostą metodą pozwoliłoby określić potencjał clockingu w każdym wieńcu i oszacować związane z clockingiem zmiany sprawności maszyny przepływowej. Przeprowadzone oszacowania zmian strat poszczególnych wieńców turbiny TM3-00 pokazały, że dla częstości nominalnej obrotów turbiny pierwszy stopień badanej turbiny nie zmieniał swojej sprawności w zależności od clockingu kierownic. Pierwszy stopień tylko generował w wyniku aerodynamicznej interakcji pierwszej kierownicy z pierwszym wirnikiem obwodowo niejednorodny przepływ na wlocie do drugiej kierownicy. Obliczenia zmian strat z pomierzonych rozkładów ciśnienia na łopatkach drugiej kierownicy pokazały, że redukcja strat jest związana ze zmniejszeniem ciśnienia na krawędzi natarcia oraz wzrostem ciśnienia na profilu. Sumowanie się tych dwu źródeł strat daje znacznie większe obniżenie lokalnej prędkości na profilu, która wydaje się być głównym źródłem redukcji strat.

Niestacjonarne oddziaływanie śladu załopatkowego z pierwszej kierownicy w dwustopniowej turbinie TM3-00 było widoczne we wszystkich strefach przepływu warstwy przyściennej rozwijającej się na łopatce drugiej kierownicy w połowie wysokości łopatki. Największe oddziaływanie obserwowano w strefie laminarno turbulentnej. Maksymalna prędkość napływu na łopatkę i oddziaływanie turbulencji śladu w warstwie przyściennej na stronie ssącej dawało zogniskowany efekt w postaci dodatkowego wzrostu strat w warstwie przyściennej. Minimalne straty w warstwie występowały gdy ślad

napływał na krawędź natarcia łopatki drugiej kierownicy z minimalną prędkością.

Pomiary i obliczenia wykazały, że w drugim stopniu straty w kierownicy i w wirniku zmieniały się i to nawet znacząco, np. w drugim wirniku powyżej 10% w funkcji clockingu. Znaczące zmiany obliczonych strat w drugim wirniku potwierdzają założenia dotyczące koncepcji geometrii turbiny TM3, omówione w rozdz. 3. Należy jednak podkreślić, że obliczenia kodem TASKFlow metodą „frozen rotor” okazały się być mało precyzyjne i nie dawały, jak pokazały obliczenia dla drugiej kierownicy, informacji o położeniu ekstremalnych wartości strat na podziałce i po wysokości kanału kierownicy i również wirnika w zależności od clockingu kierownic. Stąd otrzymanie wiarygodnych informacji o zmianach strat i sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic było niemożliwe. Stąd dla wyjaśnienia braku zmian sprawności turbiny w zależności od clockingu kierownic konieczne było przeprowadzenie dodatkowych badań rozkładu lokalnej sprawności na wybranych kilku wysokościach kanału w funkcji clockingu kierownic. Pomiary te potwierdziły, że brak zmian sprawności turbiny wynika z przesunięć minimalnych i maksymalnych lokalnych sprawności po obwodzie na badanych wysokościach kanału, podobnie jak w zjawisku clockingu badanym w innych turbinach.

Problem ten może zostać rozwiązany przez zastosowanie przestrzennie kształtowanych łopatek nawet tylko w pierwszej kierownicy. W rezultacie ograniczenia rozwoju przepływów wtórnych w pierwszej kierownicy zmniejszona została ich interakcja przy obrzeżu wewnętrznym i wzmocnione zostało oddziaływanie śladów w środkowej części kanału. W rezultacie tej modyfikacji clocking kierownic był nieco bardziej, jednak wyraźnie, zauważalny dla nominalnej częstości obrotów turbiny. Problem ten wymaga dalszej optymalizacji pracy drugiego stopnia, która powinna być przeprowadzona na podstawie obliczeń kodem niestacjonarnym. Wydaje się na podstawie wyników prac przedstawionych w rozdziale 2, że zmniejszenie wartości szczelin między wieńcami mogłoby dodatkowo wpłynąć na wykorzystanie pozytywnego efektu oddziaływania przepływów wtórnych, co zwiększyłoby zmiany sprawności turbiny zależne od clockingu kierownic. Należy również rozpatrzyć zmiany podziałek wieńców. W turbinach zjawisko clockingu może prowadzić do większych zmian sprawności i stąd możliwości poprawy sprawności turbiny w układach łopatkowych wysoko obciążonych o znacznie większych podziałkach niż w typowych wieńcach łopatkowych.

Zmiany sprawności zmodyfikowanej turbiny powinny być zweryfikowane w oparciu o obliczenia niestacjonarnym kodem 3D. Przy czym należy podkreślić, że do tej pory żaden z badaczy clockingu kierownic czy wirników nie przedstawił porównania obliczonych i pomierzonych zmian sprawności turbiny czy sprężarki w zależności od położenia kierownic czy wirników, nawet gdy obliczenia zostały wykonane niestacjonarnym kodem 3D. Stąd również można wyciągnąć wniosek, że poznanie szczegółów odnośnie oddziaływania wieńców

w zjawisku clockingu, a szczególnie poznanie mechanizmu redukcji strat będzie można otrzymać z rozwiązań pola przepływu bardziej zaawansowanymi metodami, takimi jak LES lub DNS, co wynika również z dokładności obliczonych strat profilowych na łopacie pokazanych na rys. 2.60.

SPIS LITERATURY

1. **Abhari R. S., 2006:** *Unsteady Fluid Dynamics of Turbines: A Perspective on Possible Direction to Improve Future Engine Design*. NASA/CP-2006-214484 Minnowbrook V.
2. **Adamczyk J. J., 2000:** *Aerodynamic Analysis of Multistage Turbomachinery Flows in Support of Aerodynamic Design*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 122, s. 189.
3. **Arnone A., Marconcini M., Pacciani R., 2000:** *On the use of unsteady methods in predicting stage aerodynamic performance*. 9th Int. Symp. on Unsteady Aerodynamics, ISUAAAT- 2000, Lyon, s. 24.
4. **Arnone A., Marconcini M., Pacciani R., Schipiani C., Spano E., 2002:** *Numerical Investigation of Airfoil Clocking in a Three-Stage Low-Pressure Turbine*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 124, s. 61-68.
5. **Arnone A., Marconcini M., del Greco A. S., Spano E., 2004:** *Numerical Investigation of Three-Dimensional Clocking Effects in a Low Pressure Turbine*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 126, s. 375-384.
6. **Barankiewicz W. S., Hathaway M. D., 1997:** *Effects of Stator Indexing on Performance in a Low Speed Multistage Axial Compressor*. NASA TM 113113.
7. **Brear M. J., Hodson H. P., Harvey N. H., 2001:** *Pressure Surface Separations in Low Pressure Turbines: Part 1 of 2 – Midspan Behaviour*. ASME Paper GT2001-0437.
8. **Behr T., Porreca T., Mokulys A., Kalfas A. I., Abhari R. S., 2004:** *Multistage Aspects and Unsteady effects of stator and rotor clocking in an axial turbine with low aspect ratio blading*. ASME GT2004-53612.
9. **Behr T., 2007:** *Control of Rotor Tip Leakage and Secondary Flow by Casing Air Injection in Unshrouded Axial Turbines*. Diss. ETH No 17283, Zurich.
10. **Behr T., Kalfas A. I., Abhari R. S., 2007:** *Stator-clocking effects on the unsteady interaction of secondary flows in a 1.5-stage unshrouded turbine*. Proc.IMEchE, vol. 221, part A, J. of Power and Energy, s. 779-792.
11. **Bellhouse B. J., Schultz D. L., 1968:** *The measurements of fluctuating skin friction in air with heated thin film gauges*. J. Fluid Mech., vol. 32, s. 675-685.
12. **Billiard N., Paniagua G., Denos R., 2007:** *Impact of Clocking on the Aero-Thermodynamics of a Second Stator Tested in a One and a Half Stage HP Turbine. Part I : Aerodynamics Effects*. ISAI8-0024, Lyon.
13. **Binder A., Forster W., Mach K., Rogge H., 1986:** *Unsteady Flow Interaction Caused by the Stator Secondary Vortices in Turbine Rotor*. ASME 86-GT-302.
14. **Błaszczak J. R., 2006:** *Noise reduction and efficiency improvement through vane indexing of two stage turbine*. AIAA-2006-2578.
15. **Błaszczak J. R., 2008:** *Performance improvement and noise reduction through vane and blade indexing of two-stage turbine*. AIAA-2008-2941.
16. **Bohn D., 2003:** *Micro Gas Turbine and Fuel Cell – a Hybrid Energy Conversion System with High Potential*. Educational Notes RTO-En-Avt-131.

17. **Bohn D., Ausmeier S., Ren J., 2005a:** *Investigations of the optimum clocking position in two stage axial turbine.* Intern. J. of Rotating Machinery, vol. 3, s. 2002-2010.
18. **Bohn D., Ren J., Sell M., 2005b:** *Influence of Stator Clocking on the Unsteady Three-Dimensional Flow in a Two-Stage Turbine.* ASME, J. of Turbomachinery, vol. 127, s. 156-163.
19. **Brear M. J., Hodson H. P., Harvey N. W., 2001:** *Pressure Surface Separations in Low Pressure Turbines: Part 1 of 2 – Midspan Behaviour.* ASME Paper GT-2001-0437.
20. **Brost V., Rupert A., Mainhofer M., 2003:** *Rotor stator interaction in axial turbine. Comparison of transient and steady state frozen rotor simulations.* Conference on Case Studies in Hydraulic System. CSHS03, Belgrade.
21. **Busby J., Sondak D., Staubach B., Davis R., 1998:** *Deterministic Stress Modeling of Hot Gas Segregation in Turbine.* NASA/CR-1998-208666.
22. **Cardamone P., 2005:** *Aerodynamic optimisation of Highly Loaded Turbine Cascade Blades for Heavy Duty Gas Turbine Application.* PhD Thesis, Univ. der Bund. Munchen.
23. **Casey M., 1994:** *The industrial use CFD in design of turbomachinery.* AGARD-LS-195.
24. **Chodkiewicz R., Sobczak K., Papierski A., Borzęcki T., 2002:** *CFD code a useful tool for the turbomachinery design.* Task Quarterly vol. 6, nr 4, s.553-575.
25. **Cieplucha J., 2005:** *Podstawy Metrologii.* PŁ, Łódź.
26. **Cieplucha J., Smolny A., Bario F., 1999:** *Boundary layer measurements in pressure side leading edge region of an impulse turbine blade.* CMP Turbomachinery, vol. 115, s. 81-90.
27. **Cizmas P., Subramanaya R., 1997:** *Parallel computation of rotor-stator interaction.* 8th Intern. Symp. on Unsteady Aerodynamics and Aeroelasticity of Turbomachines. Stockholm, Sweden.
28. **Cizmas P. G. A., Dorney D., 1998:** *Parallel computation of turbine blade clocking.* AIAA-1998- 3598, Reno.
29. **Cizmas P. G. A., Dorney D. J., 1999:** *The Influence of Cloking on Unsteady Forces of Compressor and Turbine Blades.* ISABE Paper Nr 99-72 Florence Italy.
30. **Chaluvadi V. S. P., 2000:** *Blade – Vortex Interaction in High Pressure Steam Turbines.* PhD Thesis, Cambridge.
31. **Chaluvadi V. S. P., Kalfas A. J., Hodson H. P., Ohyama H., Watanabe E., 2002:** *Blade row interaction in high pressure steam turbine.* ASME GT-2002-30574.
32. **Chew J. W., Hills N. J., 2009:** *Computational fluid dynamics and virtual aeroengine modeling.* Proc. IMech E, part C, vol. 223, s. 2821.
33. **Choi M., Baek J. H., Chung H. T., Oh S. H., Ko H.Y., 2008:** *Effects of the low Reynolds number on the loss characteristics in an axial compressor.* Proc. IMech E, part A, vol. 222, s. 209-218.
34. **Choi Y. S., Key N., Fleeter S., 2008:** *Vane Clocking Effect on the Resonant Response of an Embedded Rotor.* AIAA2008-4793.

35. **Chow Y. C., Uzol O., Katz J., 2002:** *Flow non-uniformities and Turbulent "Hot Spots" due to Wake – blade and Wake – Wake Interaction in a Multistage Turbomachine.* ASME J. of Turbomachinery, vol. 124, s. 553-563.
36. **Denton J. D., 1993:** *Loss Mechanisms in Turbomachines.* ASME Paper No. 93-GT-435.
37. **Diakunczak I. S., Gaul GR., Quiggan GM., Southal L. R., 2002:** *Siemens Westinghouse Advanced Turbine Program Final Summary.* ASME GT-2002-30654.
38. **Dibelius G. H., Ahlers E., 1992:** *Influence of Periodically Unsteady Wake Flow on the Flow Separation in Blade Channels.* ASME, J. of Turbomachinery, vol. 114, s. 108-113.
39. **Dixon S. L., 2005:** *Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery.* Butterworth-Heinemann, 5th edition
40. **Doerffer P., Amecke J., 1994:** *Secondary flow control and streamwise vortices formation.* ASME Paper 94-GT-376.
41. **Doerffer P., Flaszynski P., Magagnato F., 2003:** *Streamwise Vortex interaction with Horseshoe Vortex.* J. of Thermal Science, vol.12, nr 6, s. 304-309.
42. **Dorney D. J., Sharma O. P., Gundy – Burlet K. L., 1998:** *Physics of airfoil clocking in a high – speed axial compressor.* ASME Paper 98 – GT-82.
43. **Du Y., Kamiadakis G. E., 2000:** *Suppressing wall turbulence by means of a transverse traveling wave.* Science, vol. 288, s.1230-1233.
44. **Dunham J., 1996:** *Aerodynamic loss in turbomachinery.* AGARD-CP-571.
45. **Eckardt D., 2005:** *Advanced gas turbine technology-a challenge for science and industry.* Ciepłne Maszyny Przepływowe Turbomachinery, vol.128.
46. **Elsner W., 2004:** *Wpływ niestacjonarnych oddziaływań na proces przejścia laminarno – turbulentnego na profilu łopatkę turbinowej.* Politechnika Częstochowska. Monografie nr 103.
47. **Engeber M., Fottner L., 1996:** *The effect of Incoming Wakes on Boundary Layer Transition of a Highly Loaded Turbine Cascade.* AGARD-CP-571.
48. **Eulitz F., Engel K., Gebing H., 1996:** *Numerical Investigation of the Clocking Effects in a Multistage Turbine.* ASME Paper 96-GT-26.
49. **Friedrichs S., 1997:** *Endwall Film Cooling in Axial Flow Turbines.* PhD Thesis, Cambridge University Eng. Department.
50. **Funazaki K., Favaretto C. E. F., Kamata M., Tanuma T., 2003:** *Numerical simulation of the flow field in a turbine stage with upstream flow injection from the outer casing.* JSME International Journal Series B, vol. 46, nr 1, s. 173-183. ??????
51. **Gallus H., Zeschky J., Hah C., 1995:** *Endwall and unsteady flow phenomena in an axial turbine stage.* ASME J. of Turbomachinery, vol. 117, s. 562-570.
52. **Gallus H. E., 1998:** *Experimental Investigation of Rotor-Stator Interaction in Axial-Flow Turbines and Compressors.* Int. J. of Rotating Machinery., vol. 4, nr 4, s. 217-231.
53. **Gete Z., Evans R. L., 2003:** *An experimental investigation of unsteady turbulent-wake boundary-layer interaction.* 2003a, J. of Fluids and Structures., vol. 17, s. 43-55.

54. **Gete Z., Evans R. L., 2003:** *A computational investigation of unsteady turbulent-wake/boundary-layer interaction.* J. of Fluids and Structures. 2003b, vol. 17, s. 1145-1159.
55. **Gorrell S., Van De Wall A., Tsung F. L., 2007:** *Understanding unsteady flow features in transonic compressor.* Computing in Science and Engineering. November/December, s. 12-17.
56. **Gostelow J. P., Thomas R. I., Adebayo D. S., 2008:** *An investigation of wake interaction effect on unsteady flows over blading.* ISROMAC12-2008-20145.
57. **Griffin L. W., Huber F. W., Sharma O. P., 1996:** *Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 2 – Numerical Simulation.* J. of Turbomachinery, 1996, vol. 118, s. 636-642.
58. **Gundlach W., 2005:** *Podstawy maszyn przepływowych i systemów energetycznych.* Tom 1 i 2. Ciepłone maszyny Przepływowe.
59. **Gutmark E., Blackwelder R. F., 1987:** *On structure of turbulent spot in heated laminar boundary layer.* Experiments in Fluids. vol. 5, s. 217-229.
60. **Haldeman Ch. W., 2003:** *An experimental investigation of clocking effect on turbine aerodynamics using modern 3D one and one half stage high pressure turbine for code verification and flow model development.* PhD Thesis, Ohio State University.
61. **Haldeman Ch. W., Dunn M. G., Barter J. W., Green B. R. Bergholtz. R. F., 2004:** *Experimental investigation of vane clocking in a one and half stage high pressure turbine.* ASME GT2004-53477
62. **Haller B., Anderson J., 2002:** *Development of new high Load/High lift Transonic Shrouded HP Gas Turbine Stage Design – A New Approach for Turbomachinery.* ASME GT-2002-30363.
63. **Haller B., 2005:** *Development of new high AN2 last LP stage turbine & exhaust systems – a cost effective solution for 21ST century.* GT-2005-68913, Draft.
64. **Halstead D. E., Wisler D. C., Okisishi T. H., Walker G. J., Hodson H. P., Shin H. W., 1997:** *Boundary layer development in axial compressors and turbines: Part 3 of 4 LP Turbines.* ASME J. of Turbomachinery, vol. 119, s. 114-127.
65. **Harrison S., 1990:** *Secondary Loss Generation in Linear Cascade of High – Turning Turbine Blades.* ASME J. of Turbomachinery, vol. 112, s. 618.
66. **Haselbach F., Schiffer H. P., Horsman M., Dressen S., Harvey N. W., Read S., 2002:** *The Application of Ultra High Lift Blading in the BR715 LP turbine.* Journal of Turbomachinery, vol. 124, s. 45-51.
67. **He L., 2000:** *Three-dimensional unsteady Navier-Stokes analysis of stator-rotor interaction in axial-flow turbines.* Proc. Instn. Mech. Engrs., part A, vol. 214, s. 13-22.
68. **He L., Menshikova V., Haller B. R., 2004:** *Influence of Hot Streak Circumferential Length Scale in Transonic Turbine Stage.* ASME GT-2004-53370.
69. **Henderson A. D., 2006:** *Unsteady Flow in Axial Flow Compressor.* PhD Thesis, University of Tasmania.
70. **Hernon D., Walsh E. J., 2007:** *Enhanced energy dissipation rates in laminar boundary layers subjected to elevated levels of freestream turbulence.* 2007a, Fluid Dynamics Research, vol. 39, s. 305-319.

71. **Hernon D., Walsh E. J., McEligot D. M., 2007:** *Experimental investigation into the routes to bypass transition and the shear-sheltering phenomenon*. 2007b, J. Fluid Mech., vol. 591, s. 461-479.
72. **Howell R. J., 1999:** *Wake separation bubble interaction in low Reynolds number turbomachinery*. PhD Thesis, Cambridge University Eng. Department.
73. **Howell R. J., Hodson H. P., 2000:** *Unsteady flow: its role In the low pressure turbine*. The 9th Intern. Symp. ISUAAAT 2000, ECL, Lyon, September 4-8, s. 58-94.
74. **Hodson H. P., 1983:** *The detection of boundary-layer transition and separation in high speed turbine cascades*. Proc. of 7th Symposium "Measuring Techniques for Transonic and Supersonic Flow in Cascades and Turbomachines, Aachen.
75. **Hodson H. P., Howell R. J., 2005:** *The role of transition in high lift low-pressure turbines for aerodynamics*. Progres in Aerospace Science, vol. 41, s. 419-454.
76. **Hoheisel H., Kiock R., Lichtfuss H. J., Fottner L., 1987:** *Influence of free stream turbulence and blade pressure gradient on boundary layer and loss behavior of turbine cascade*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 109, s. 210-219.
77. **Hohn W., 2003:** *Numerical and experimental investigation of unsteady flow interaction in low-pressure multistage turbine*. Proc. Instn. Mech Engrs, vol. 217, part A, s. 211.
78. **Hourmouziadidas J., Buckl F., Bergmann P., 1987:** *The development of the profile boundary layer in turbine environment*. ASME, J. of Turbomachinery, vol. 109, s. 286-295.
79. **Hsu S. T., Wo A. M., 1998:** *Reduction of Unsteady Blade Loading by Beneficial use of Vortical and Potential Disturbances in an Axial Compressor with Rotor Clocking*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 120, s. 705-713.
80. **Huang H., Yang H., Feng G., Wang Z., 2004:** *Clocking Effect in a Two-Stage Compressor with Different Inter-Blade-Row Gaps*. Journal of Thermal Science, vol. 13, nr 1, s. 8-15.
81. **Huber F., Johnson P., Sharma O., Staubach J., Gaddis S., 1996:** *Performance Improvement Through Indexing of Turbine Airfoils: Part 1 - Experimental Investigation*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 118, s. 630-635.
82. **Iandoli C. L., Sciubba E., Zeoli N., 2008:** *The computation of the entropy generation rate for turbomachinery design applications: some theoretical and practical examples*. Int. J. Energy Technology and Policy, vol. 6, nr 1/2, s. 64-95.
83. **Iwamoto K., Fukagata K., Kasagi N., Suzuki Y., 2005:** *Friction drag reduction achievable by near wall turbulence manipulation at high Reynolds numbers*. Physics of Fluids, vol. 17, 011702.
84. **Jouini D. B. M., Little D., Bancalari E., Dunn M., Haldeman C., Johnson P. D., 2003:** *Experimental Investigation of Airfoil Clocking Impacts on Aerodynamic Performance in a Two Stage Turbine Test Rig*. ASME GT2003-38872, Draft.
85. **Jovanović J., Hillerbrand H., 2005:** *On peculiar property of the velocity fluctuations in wall-bounded flows*. Thermal Science, vol. 9, nr 1, s. 3-12.
86. **Kachel C. E., Denton J. D., 2004:** *Experimental and Numerical Investigation of the Unsteady Surface Pressure in a Three-stage Model of an Axial High Pressure Turbine*. ASME GT2004-53626.

87. **Kalitzin G., Medic G., van der Weide E., Alonso J. J., 2007:** *Interaction of Turbomachinery Components in Large-scale Unsteady Computations of Jet Engines*. AIAA-2007-519-239.
88. **Kato D. Imanari K., 2003:** *Effect of Airfoil Clocking on Aero-performance and Unsteady Blade Loading in a High-Speed Axial Compressor*. IGTC-2003-Tokyo, TS-058.
89. **Kasuga S., Yamamoto A., Miyachi T., Okaniwa T., 2003:** *An Experimental Study on Unsteady Flow Behaviors in an Axial-Flow Turbine*. IGTC-2003-Tokyo, TS-056.
90. **Kazimierski Z., 1966:** *Plaski przepływ przez osiowy stopień maszyny przepływowej o dowolnych parametrach geometrycznych*. 1966, Archiwum Budowy Maszyn, tom XIII, zeszyt 2, s. 213-232.
91. **Johnston D. A, Fleeter S., 1999:** *Turbine blade unsteady heat transfer change due to stator indexing*. ASME paper 99-GT-376.
92. **Kikuchi M., Funazaki K., Yamada K., Sato H., 2008:** *Detailed Studies on Aerodynamic Performance and Unsteady Flow Behaviors of a Single Stage with Variable Rotor – Stator Axial Gap*. Int. J. of Gas Turbine, Prop. and Power Syst., vol. 2, nr 1, s. 30.
93. **König S., Heidecke A., Stoffel B., Fiala A., Engel K., 2004:** *Clocking Effects in a 1.5 stage Axial Turbine – Boundary layer Behaviour at Midspan*. ASME GT2004-54055.
94. **Klainy R., 1999:** *Transport energii kinetycznej w obszarze koherencji struktur wirowych w swobodnych strugach kołowych*. Politechnika Częstochowska. Monografia nr 62.
95. **Kock F., Hernig H., 2005:** *Entropy production calculation for turbulent shear flows and their implementation in CFD codes*. Int. J. of Heat and Fluid Flow, vol. 26, s. 672-680.
96. **Krysinski J. E., Gallus H. E., Smolny A., Blaszcak J. R., 1995:** *Axial Two-Stage Turbine Test Rig for Unsteady Flow Measurements*. SYMKOM'95, CMP-Turbomachinery, vol. 108, s. 99-106.
97. **Krysiński J. E., Smolny A., Blaszcak J. R., 1999:** *Stator Wake clocking effects on three dimensional unsteady flow in a two-stage low-pressure turbine*. IMECHE-1999 C557/017.
98. **Krysiński J. E., Blaszcak J. R., Smolny A., 2000:** *3D Unsteady Flow Experimental Investigations in a Two-Stage Low-Pressure Model Turbine*. 9th Int. Symp. on Unsteady Aerodynamics, ISUAAAT-2000, Lyon, s. 515-523.
99. **Krysiński J. E., Blaszcak J. R., Smolny A., 2003:** *Two-Stage Turbine Experimental Investigations of Unsteady Stator-Stator Interaction (Indexing Effect)*. 10th ISUAAAT. Duke University, Durham, USA.
100. **Krysiński J. E., Blaszcak J., Smolny A., 2005:** *Stator Clocking Effects on 3D Flow in a Two-Stage Low-Pressure Turbine*. ASME GT2005-68811.
101. **Krysiński J. E., Blaszcak J. R., Smolny A., 2006:** *Two-Stage Turbine Experimental Investigations of Unsteady Stator-to-Stator Interaction in "Unsteady Aerodynamics, Aeroacoustics and Aeroelasticity of Turbomachines"* (Edited by K.C.

- Hall, R.E. Kielb, J.P. Thomas), Part IX: Rotor Stator Interaction, Springer, ISBN-10 1-4020-4267-1, s. 615-626.
102. **Korakiantis T., 1993:** *On Propagation of Viscous Wakes and Potential Flow in Axial-Turbine Cascades*. ASME J. of Turbomachinery., vol. 115, s. 118.
103. **Ladwig M., Fottner L., 1993:** *Experimental Investigations of the Influence of Incoming Wakes of the Losses of Linear Cascade*. ASME-93-GT-394.
104. **Lampart P., 2006:** *Badania aerodynamiki układów łopatkowych turbin z wykorzystaniem metod obliczeniowych mechaniki płynów*. Zeszyty Naukowe IMP PAN 544/1503/2006, Gdańsk.
105. **Langston, L. S., Nice M. L. and Hooper R. M., 1977:** *Three-Dimensional Flow Within a Turbine Cascade Passage*. SME J. of Engineering for Power, vol. 99, s. 21-28.
106. **Langston L. S., 2001:** *Secondary Flows in Axial Turbines – A Review*. Annals of New York Academy of Science, vol. 934, s. 11.
107. **Langston L. S., 2007:** *Fahrenheit 3600*. Mechanical Engineering, vol. 129, nr 4, s. 34.
108. **Layachi M. Y., Bolcs A., 2001:** *Effect of the Axial Spacing between Rotor and Stator with Regard to the Indexing in an Axial Compressor*. ASME -GT-0592.
109. **Lardeu S. Leschziner M. A., 2005:** *Unsteady RANS modeling of wake-blade interaction; computational requirements and limitations*. Computers&Fluids, vol. 34, s. 3-21.
110. **Lord W. K., Tillman M. M., 2000:** *Flow Control Opportunities in Gas Turbine Engines*. AIAA 2000-2234.
111. **Mailach R., Vogeler K., 2004:** *Rotor-Stator Interactions in a Four-Stage Low Speed Axial Compressor – Part I: Unsteady Profile Pressure and the Effect of Clocking*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 126, s. 507-517.
112. **Matsunuma T., Tsutsui Y., 2005:** *Effects of low Reynolds Number on Wake-Generated Unsteady Flow of an Axial-Flow Turbine Rotor*. Int. J. of Rotating Machinery, vol. 1, s. 1-15.
113. **McEligot D. M., Walsh E. J., Laurien E., Spalart P. R., 2006:** *Entropy generation in the viscous layers of turbulent boundary layers*. INL/JOU-06-11078.
114. **McEligot D. M., Nolan K. P., Walsh E. J., Laurien E., 2008:** *Effect of pressure gradients on entropy generation in the viscous layers of turbulent wall flows*. Int. J. of Heat and Mass Transfer, vol. 51, s. 1104-1114.
115. **Medic G., Kalitzin G., You D., Herrman M., Ham F., van der Weide E., Pitsch H., Alonso J., 2006:** *Integrated FANS/LES computations of turbulent flow through a turbofan jet engine*. Center for Turbulence Research. Annual Research Briefs, s. 275 – 285.
116. **Michelasi V., Wissink J. G., Rodi W., 2003:** *Direct Numerical Simulation, Large Eddy Simulation and Unsteady Reynolds – Averaged Navier-Stokes Simulations of Periodic Unsteady Flow in Low Pressure Turbine Cascade: A comparison*. Proc. Instn Mech, Engrs, part A, J. Power and Energy, vol. 217, s. 403.
117. **Monokrousos A., Brandt L., Schatter P., Heningson D. S., 2008:** *DNS and LES of estimation and control of transition in boundary layers subject to free-stream turbulence*. Int. J. of Heat and Fluid Flow, vol. 28, s. 841-855.

-
118. **Montomoli F. Massini M., 2010:** *Clocking in multistage compressors: Of design conditions.* ICFD10-EG-3701.
 119. **Monsor M., 2009:** *A 48kHz bandwidth, 1.8 diameter entropy probe for aerothermal loss measurements in turbomachinery flows.* Diss. ETH No 18087.
 120. **Nolan K. P., Walsh E. J., McEligot M. D. Volino R. J., 2007:** *Predicting entropy generation rates in transitional boundary layers based on intermittency.* ASME, J. of Turbomachinery, vol. 129, s. 512-517.
 121. **Opoka M. M., Hodson H. P., 2008:** *Transition on the T106 LP Turbine Blade in the Presence of Moving Upstream Wakes and Downstream Potential Fields.* ASME J. of Turbomachinery, october, vol. 130/041017-1.
 122. **Ottavy X., Vilin S., Hodson H. P., Gallimore S., 2004:** *The Effects of Wake-Passing Unsteadiness over a Highly Loaded Compressor-Like Flat Plate.* ASME J. of Turbomachinery, vol. 126, January, s. 13-23.
 123. **Park. Y. S., Sung H. J., 2005:** *Stereoscopic PIV Measurement of Ultrasonic Forcing on Turbulent Boundary Layer.* 6th International Symposium on PIV, USA, Pasadena.
 124. **Parker R., Watson J. F., 1972:** *Interaction Effects between Blade Rows in Turbomachines.* Proc. Instn. Mech. Engrs., vol. 186, s. 21.
 125. **Pawlak R., Smolny A., 1997:** *Technological problems of laser welding of probes for the measurement of dynamic flows.* Proc. SPIE, vol. 3187, s. 112-116.
 126. **Payne S. J., 2001:** *Unsteady loss in a high pressure turbine.* PhD Thesis, Oxford.
 127. **Pfau A., 2003:** *Loss mechanisms in labyrinth seals of shrouded axial turbines.* Diss. ETH Zurich, Nr 15226.
 128. **Poensgen C., Gallus H. E., 1991:** *Three-dimensional wake decay inside of compressor cascade and its influence on the downstream unsteady flow field: PartI- Wake decay characteristics in the flow passage.* ASME, J. of Turbomachinery, vol. 113, s. 180-189.
 129. **Porreca L., 2007:** *Aerothermal Optimization of Partially Shrouded Axial Turbines.* PhD Thesis, Diss. ETH No 17138.
 130. **Pucher P. Gohl R., 1987:** *Experimental investigations of boundary layer separation with heated thin-film sensors.* ASME, J. of Turbomachinery, vol. 109, s. 303-309.
 131. **Pullan G., Denton J., Dunkley M., 2003:** *An Experimental and Computational Study of the Formation of Streamwise Shed Vortex in Turbine Stage.* Journal of Turbomachinery, July, vol. 125, s. 291.
 132. **Pullan G., 2006:** *Secondary Flows and Loss Caused by Blade Row Interaction in a Turbine Stage.* 2006a, ASME J. of Turbomachinery, July, vol. 128, s. 484.
 133. **Pullan G., Denton J., Curtis E., 2006:** *Improving the Performance of a Turbine with Low Aspect Ratio Stators by Aft-Loading.* 2006b, ASME J. of Turbomachinery, July, vol. 128, s. 493.
 134. **Puzyrewski R., 1998:** *14 wykładów teorii stopnia maszyny wirnikowej – model dwuwymiarowy (2D).* Politechnika Gdańska.
 135. **Quadrio M., Ricco P., 2004:** *Critical assessment of turbulent drag reduction through spanwise wall oscillations.* J. of Fluid. Mech., vol. 521, s. 251-271.

136. **Reinmoeller U., Stephan B., Schmidt S., Niehuis R., 2002:** *Clocking Effects in a 1.5 Stage Axial Turbine*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 124, s. 52-60.
137. **Rehill B., Walsh E. J., Nolan K., McEligot M. D., Brandt L., Schlatter P., Henningson D. S., 2010:** *Entropy generation rate in turbulent spots in a boundary layer subject to freestream turbulence*. Seventh IUTAM Symposium on Laminar-Turbulent Transition.
138. **Riegler C., Bichlmaier C., 2007:** *The geared turbofan technology. Opportunities, challenges and readiness status*. Proc. of the 1st CEAS Conference, Berlin, Germany.
139. **Saren V. E., Savin N. M., Smirnov S. A., Krupa V. G., Yudin V. A., 2006:** *Hydrodynamic interaction of axial turbomachine cascades*. J. of Eng. Mathematics, vol. 55, s. 9-39.
140. **Satta F., Simoni D., Ubaldi M., Zunino P., 2007:** *An Experimental Investigation of the Dissipation Mechanisms in the Suction Side Boundary Layer of a Turbine Blade*. ISAI8-00111, Lyon.
141. **Sauer H., Muller R., Vogeler K., 2001:** *Reduction of Secondary flow losses in turbine Cascades by Leading Edge Modifications at the Endwall*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 123, s. 207-213.
142. **Schlienger J., Kalfas A. I., Abhari R. S., 2004:** *Vortex-Wake-Blade Interaction in a Shrouded Axial Turbine*. ASME GT2004-53915.
143. **Schlienger J., 2003:** *Evolution of Unsteady Secondary Flows in a Multistage Shrouded Axial Turbine*. PhD Thesis Diss. ETH Nr 15230.
144. **Schobeiri M. T., Pappu K., 1997:** *Experimental study on the effect of unsteadiness on boundary layer development on a linear turbine cascade*. Experiments in Fluids., vol. 23, s. 306-316.
145. **Schobeiri M. T., Gilarranz J. L., Johansen E. S., 2004:** *Aerodynamic and performance behavior of three stage high efficiency turbine at design and off-design operating points*. Int. J. of Rotating Machinery, vol. 10, s. 33-44.
146. **Schoppa W., Hussain F., 2000:** *Generation of near-wall coherent structures in a turbulent boundary layer*. Current Science, vol. 79, nr 6, 25 Sept..
147. **Schlienger J., Kalfas A. I., Abhari R. S., 2004:** *Vortex-Wake-Blade Interaction in a Shrouded Axial Turbine*. ASME GT2004-53915.
148. **Schubauer G. B., Klebanoff P. S., 1955:** *Contributions on the Mechanics of Boundary-Layer Transition*. NACA TN 3489.
149. **Segawa K., Shikano Y., Tsubouchi K., Shibashita N., 2002:** *Developed Of Highly Loaded Rotor Blade For Steam Turbine. Part 2, Three-Dimensional Stage Performance Verifications*. ISME Int. J. Ser. B, vol. 45, nr 6, s. 881.
150. **Schennach O., Woisetschlager J., Fuchs A., Gottich E., Marn A., Pecnik R., 2006:** *Experimental Investigations of Clocking in a one and Half Stage Transonic Turbine using Laser-Doppler-Velocimetry and a Fast Response Aerodynamic Pressure Probe*. ASME GT2006-90264.
151. **Sieverding C. H., 1985:** *Recent Progress in the Understanding of Basic Aspects of Secondary Flows in Turbine Blade Passages*. ASME. J. of Eng. for Gas Turbine and Power, vol. 107, s. 248-257.

-
152. **Sieverding C. H., Ottolia D., Baganera C., Comadoro A., Brouckaert J. F., Desse J. M., 2004:** *Unsteady Turbine Blade Wake Characteristics*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 126, s. 551-559.
 153. **Sillimani J., 1998:** *Etude experimentale et modelisation des ecoulements aerothermiques sur les aubes de turbines spatiales*. These ECL Lyon, nr 98.
 154. **Sharma O. P., Butler T. L., 1987:** *Prediction of endwall losses and secondary flows in axial flow turbine cascades*. ASME J. of Turbomachinery, vol. 109, s. 229-236.
 155. **Smolny A., 1986:** *Pomiar naprężenia stycznego pomiędzy płynem a ścianką w turbulentnej warstwie przyściennej*. Symposium „Metrologia 86”, PW Warszawa.
 156. **Smolny A., Błaszczak J., Horodko L., 1994:** *Wzorcowanie sond pneumatycznych w badaniach poddźwiękowego przepływu trójwymiarowego*. Zeszyty Naukowe WSI Opole, nr 203, T. 1, s. 269.
 157. **Smolny A., Błaszczak J. R., 1995:** *Multiple hot film sensors for measurements of wall shear stress*. Proc. SPIE, vol. 2634, s. 99-102.
 158. **Smolny A., Błaszczak J. R., 1996:** *Boundary Layer and Loss Studies on Highly Loaded Turbine Cascade*. AGARD CP – 571.
 159. **Smolny A., Błaszczak J., Pawlak R., 1997:** *Three-dimensional flow-field measurements in multistage turbomachinery using a computer aided system*. Proc. SPIE, vol. 3054, s. 59-66.
 160. **Smolny A., Błaszczak J., 1997:** *Experimental Investigations of Unsteady Flow Fields in a Two-Stage Turbine*. 2nd EuroConf. on Turbomachinery, Antwerp, Belgium.
 161. **Smolny A., 2000:** *Badania wpływu wzajemnego położenia kierownic na sprawność dwustopniowej turbiny modelowej*. Ciepne Maszyny Przepływowe, vol. 116. s. ????
 162. **Smolny A., Błaszczak J., 2006:** *Badania eksperymentalne wpływu łopatek szablonkształtnych kierownicy na sprawność dwustopniowej turbiny*. System Science. vol. 11, s. 561.
 163. **Smolny A., Krysiński J., Błaszczak J. R., Borzecki T., 2007:** *Challenges and Opportunities for the Turbine Performance Improvement through Stator Clocking and Vane Bowing*. ASME GT2007-28008.
 164. **Smolny A., Krysiński J., Błaszczak J. R., 2008:** *Contribution of Cloking Effect to the Multistage Turbine Performance Improvement*. ISROMAC12-2008-20195.
 165. **Sobczak K., Smolny A., Błaszczak J. R., 2008:** *Quasi-unsteady simulations of the clocking phenomena in two-stage turbine*. Mechanics and Mechanical Engineering, Vol.12, nr 2, s. 111-124.
 166. **Smolny A., Błaszczak J. R., 2010:** *Niekonwencjonalna metoda podwyższenia sprawności dwustopniowej turbiny osiowej*. CMP Turbomachinery, vol. 136.
 167. **Songtao W., Zhongqi W., Guotai F., 2001:** *Numerical simulation of 3D flow field structure in turbine cascade with bowed blades*. ASME GT – 0442.
 168. **Solomon W. J., 2002:** *Performance characteristics of a reduced solidity low pressure turbine*. ICAS Congress.
 169. **Soranna F., Chow Y. Ch., Uzol O. Katz J., 2004:** *Rotor boundary layer response to an impinging wake*. HT-FED2004-56125.

170. **Soranna F., Chow Y. C., Uzol O., Katz J., 2006:** *The Effect of Inlet Guide Vanes Wake Impingement on the Flow Structure and Turbulence Around a Rotor Blade.* ASME J. of Turbomachinery, vol. 128, s. 82-95.
171. **Stieger R. D., 2002:** *The effects of wakes on separating boundary layers in low pressure turbines.* PhD Thesis, Cambridge University.
172. **Świrydczuk J., Gardzilewicz A., 2002:** *Analiza efektów oddziaływania kierownica/wirnik w turbinie TM-3.00.* Opracowanie wewnętrzne IMP PAN nr 2764/02, Gdańsk.
173. **Świrydczuk J., 2003:** *Unsteady performance of an HP turbine stage optimised for steady state conditions.* Proc. 5th European Conf. Turbomachinery, Prague.
174. **Świrydczuk J., 2002:** *Vortex dynamics of the stator wake-rotor cascade interaction.* ASME, J. of Turbomachinery, vol. 124, s. 400-412.
175. **Telionis D. P., 1988:** *Unsteady Viscous Flows.* Springer-Verlag.
176. **Tiedemann M., Kost F., 2001:** *Some Aspect of Wake-Wake Interaction regarding Turbine Stator Clocking.* ASME J. of Turbomachinery, July, vol. 123, s. 526.
177. **Uzol O., Chow Y. C., Katz J., Mneveau Ch., 2002:** *Experimental Investigations of Unsteady Flow Field within Two-stage Axial Turbomachine using Particle Image Velocimetry.* J. of Turbomachinery, vol. 124, s. 542.
178. **Van de Wall A.G., Kadambi J. R., Adamczyk J., 2000:** *A Transport Model for the Deterministic Stresses associated with Turbomachinery Blade Row Interactions.* ASME GT2000-0430.
179. **Van Zante D. E., 1998:** *Study of a wake recovery mechanism in high speed axial compressor stage.* NASA/CR-1998-206594.
180. **Van Zante D., Chen J., Hathawy M., Chriss R., 2005:** *The influence of compressor blade row interaction modelling on performance estimates from time – accurate, multi – stage, Navier – Stokes solutions.* ASME GT2005 – 68463.
181. **Walker G. J., 1998:** *Transition in turbomachines – an overview.* NASA/CP-1998-206958.
182. **Walker G. J., Hughes J. D. Kohler I., Solomon W. J., 1997:** *The influence of wake-wake interactions on loss fluctuations of downstream axial compressor blade row.* 1997-GT-469.
183. **Walraevens R. E., Gallus H. E., 1996:** *Stator - Rotor - Stator Interaction in an Axial Flow Turbine and its Influence on Loss Mechanisms.* AGARD CP-571/39.
184. **Walsh E. J., Nolan K. P., McEligot D. M., Volino R. J., Bejan A., 2007:** *Conditionally-Sampled Turbulent and nonturbulent Measurements of Entropy Generation Rate in the Transition Region of Boundary Layers.* ASME J. of Fluids Engineering, vol. 129, s. 659-664.
185. **Walsh E. J., McEligot D. M., Brandt L., Schlatter P., 2011:** *Entropy generation in a boundary layer transitioning under the influence of free stream turbulence.* ASME, J. of Fluids Engineering, vol. 133 / 061203-1.
186. **Welch G. E., 2010:** *Assessment of aerodynamic challenges of a variable-speed power turbine for large civil tilt-rotor application.* NASA/TM-2010-216758.
187. **Wilhelm D., 2006:** *Simulation of high speed axial compressor cascade.* ALSTOM, QNET CFDTA6.

-
188. **Wissink J. G., Rodi W., Hodson H. P., 2006:** *The influence of disturbances carried by periodically incoming wakes on the separating flow around a turbine blade.* Int. J. of Heat and Fluid Flow, vol. 27, s. 721-729.
 189. **Wu X., Durbin P. A., 2001:** *Evidence of longitudinal vortices evolved from distorted wakes in turbine passage.* J. Fluid Mech., vol. 446, s. 199-228.
 190. **Zaki T. A., Durbin P. A., Wu X., 2006:** *Separation and transition to turbulence in compressor passage.* Center for Turbulence Research Stanford. Proc. of the summer program.
 191. **Zarzycki R., Elsner W., 2005:** *The effect of wake parameters on the transitional boundary layer on turbine blade.* Proc. I, Mech. Engrs., vol. 219, part A, s. 471.
 192. **Zeschky J., 1991:** *Experimentelle untersuchung der dreidimensionalen instationären Rotorstromung einer axialen Kaltluftturbine.* PhD Thesis, RWTH Aachen.
 193. **Yao J., Davis R. L., Alonso J. J., Jameson A., 2001:** *Unsteady flow investigations in an axial turbine using the massively paralel flow solver TFLO.* AIAA 2001-0529.
 194. CFX-TASCflow, 2000 documentations
 195. Keithley-500A, dokumentacja system pomiarowego

SUMMARY

The investigations presented herein were conducted at the Institute of Turbomachinery, Technical University of Lodz, Poland on a two-stage low-pressure industrially relevant turbine configuration. The objective of this work was to study stator clocking mechanism to improve aerodynamic efficiency of the turbine.

When the neighbouring stators or rotors of a turbine have equal number of vanes/blades, the turbine efficiency can be affected by changing the relative circumferential positions of these vane/blade rows. Finding an optimal relative circumferential position of stators and rotors in a multistage axial turbine is the subject of extensive investigations in the last decade. An optimal clocking position of stators and rotors in a multistage turbine aims to maximize the overall efficiency of the turbine. Experimental findings could show the effect of clocking on turbine efficiency, however the level of variation is not yet clear.

The two stage turbine was especially designed for this investigation of the stator clocking mechanism. The design, the manufacturing of the turbine was one significant task of this work.

The supply system to the turbine maintains very stable conditions at the inlet, which, aside of the basic researches, allowed for identification of unsteady flow effects on turbine performance and investigations of the airfoil clocking.

Within the frames of the present project, a measurement system for identification of unsteady phenomena effects, especially of the reciprocal influence of stators (clocking effect) has been developed. The system made it possible to measure overall parameters of flow characteristics with high precision, which is indispensable in the investigations of phenomena related to unsteady structures, for instance those occurring in boundary layers and near end walls. It is of key importance for the turbine efficiency measurement. Due to the low aspect ratio of the turbine stator vanes secondary flow structures dominate particularly at the hub at the exit of the second stator and rotor.

At the exit of the first rotor the interaction region of stator and rotor wakes and secondary flows clearly appears periodically with the stator vane pitch at a fixed location in the stationary frame of reference. By changing the circumferential position of the first stator row relative to the second one, the location of this interaction region can be adjusted relative to the leading edge of the second stator. The investigations were aimed at collecting data for modeling the interactions between above-mentioned the interaction region and boundary layers developed on the second stator vanes versus relative positions of turbine stators (clocking). However, the high three-dimensionality of the flow induced by secondary vortex and wake interactions causes only minor changes of loss over vane span in the second stator and high, but local, in the second rotor versus stator clocking. In result, the local span-wise efficiency variation versus the stator

clocking could be out of phase in the radial direction. Therefore, the overall change of the turbine efficiency for nominal speed was found to be only marginal.

Some potential of reducing losses in boundary layers and secondary flows was found as a beneficial effect of stator clocking. At this point it has to be pointed out that this rather small effect on the turbine efficiency is characteristic for the tested turbine geometry, which was designed using classical steady calculation method with “mixing plane” approach. It must not lead to a general conclusion, that clocking has a minor influence on efficiency.

During the project, the numerical modeling applying a commercial code three-dimensional Navier-Stokes calculations of the flow, especially of profile pressure distribution on the first and second stators and rotors profiles, was conducted. In this case of the stationary simulations the “frozen rotor” interface between stationary and rotational domains was applied. Steady numerical approaches approximate the real flow in turbines, but unfortunately they neglect some aspects of real flow physics. However, it allows rather correct prediction of static blade pressure distribution versus clocking which was a base for boundary layer losses calculation. In this work a novel method was investigated that allows to estimate change of boundary layer and secondary flow losses versus clocking position basing on vane pressure measurements and calculations.

The modified bowed vanes in the first stator were applied to provide a better insight into the first-stator wake-shape interaction versus stator clocking. Measurements and computations clearly show that this modification is effective and the flow field is significantly modified in the hub region of the second stator. The aerodynamic performance of the modified turbine has been improved of about 0.5 % due to the enhanced flow control in the second stator and lower interaction between vortical structures of the first and second stators. This clocking strategies give slightly higher benefit, which is a result stronger of the first stator wake interaction with the downstream stator row.

The clocking of the first stator blade row does not affect the time-averaged flow profiles of the first stage, but clearly influences the circumferential positions of low-pressure region behind the first rotor. The strength of those effects is related to vane/blade loading of the downstream rows and have a potential to influence the formation of wake and secondary flow structures in the downstream blade rows.

The current study has demonstrated that the evaluation of overall potential clocking effect requires the consideration of loss changes in all blade/vane rows of the turbine. The research work intends to shed further light on the issue of vane/blade loss changes versus clocking by investigations of the time-averaged static pressure distributions on the turbine profile.

CHARAKTERYSTYKA ZAWODOWA AUTORA

Antoni Smolny ukończył studia w 1973 roku na Wydziale Mechanicznym Politechniki Łódzkiej, uzyskując dyplom magistra inżyniera w zakresie specjalności Maszyny i Urządzenia Energetyczne. Bezpośrednio po studiach podjął pracę w Instytucie Maszyn Przepływowych w zespole zajmującym się pneumatycznym tekstuowaniem włókien syntetycznych na stanowisku inżynierjino-technicznym, uczestnicząc w pracach wykonywanych głównie na zlecenie przemysłu. W 1975 roku został zatrudniony na stanowisku asystenta. W 1977 zespół w którym pracował otrzymał nagrodę pierwszego stopnia Ministra Szkolnictwa Wyższego za badania dotyczące pneumatycznego tekstuowania włókien chemicznych. Uczestniczył w prowadzonym przez Instytut Matematyki Uniwersytetu Łódzkiego półrocznym kursie zastosowań matematyki w zakresie równań różniczkowych.

W 1982 roku przedstawił pracę doktorską pt. „Eksperymentalne określenie naprężeń stycznych pomiędzy płynem a ścianką kanału dla turbulentnej warstwy przyściennej z dodatnim gradientem ciśnienia” i uzyskał decyzją Rady Wydziału Mechanicznego Politechniki Łódzkiej stopień doktora nauk technicznych.

W latach od 1994 do 2002 uczestniczył w zespole badawczym, który współpracował z RWTH Aachen w badaniach zjawiska clockingu w dwustopniowej turbinie w IMP PŁ i 1.5 stopniowej turbinie w RWTH Aachen. W ramach tej współpracy kilkakrotnie odbył tygodniowe staże i szkolenia w zakresie metrologii trójwymiarowych niestacjonarnych przepływów w maszynach przepływowych.

W 1997 uczestniczył w szkoleniu w Instytucie von Karmana w Belgii dotyczącym problemów aeroakustyki w odniesieniu do maszyn przepływowych.

W 1998 odbył czteromiesięczny staż w Ecole Centrale de Lyon w ramach programu „TEMPRA”. W pierwszej części stażu realizował badania technikami laserowymi strefy oderwania przepływu w warstwie przyściennej na łopatkach w palisadzie profili turbinowych. Drugą część stażu odbył w Centrum Akustyki ECL Lyon, gdzie pod kierunkiem prof. G. Comte-Bellot, zajmował się eksperymentami związanymi z turbulencją i jej wpływem na warstwy przyścienne.

W 2008 i 2010 uczestniczył w kursach obsługi systemu do badań akustycznych i systemu anemometrii laserowej (SPIV) prowadzonego przez firmy Bruell-Kjaer i LaVision GmbH i otrzymał certyfikaty I i II stopnia. Od kilku lat jest przedstawicielem Instytutu w organizacji ERCOFTAC.

Autor uczestniczył w kilkunastu projektach badawczych finansowanych przez KBN. Był kierownikiem w pięciu projektach badawczych KBN i uczestniczył jako główny wykonawca w kilku innych projektach.

Antoni Smolny jest autorem i współautorem ponad 30 publikacji dotyczących w dużej części problemów obliczeniowych i badawczych związanych z warstwami przyściennymi rozwijającymi się na profilach łopatek w palisadach i turbinach oraz badań eksperymentalnych przepływów trójwymiarowych w modelowych stopniach turbin. W szczególności prac eksperymentalnych dotyczących zjawiska wzajemnego wpływu wieńców kierownic na parametry pola przepływu w dwustopniowej turbinie. Referaty wygłoszone na konferencjach COE'94 i 96 zostały wyróżnione i prace przeznaczono do publikacji w SPiE.

Prowadzi zajęcia dydaktyczne z przedmiotów Podstawy Metrologii oraz Odnawialnych Źródeł Energii. Był opiekunem ponad 20 prac dyplomowych.

Za swoją działalność w ostatnich latach został odznaczony Srebrnym Krzyżem Zasługi oraz Odznaką Zasłużony dla Politechniki Łódzkiej. Był wielokrotnie wyróżniony nagrodami Rektora i Dyrektora Instytutu za działalność naukową i dydaktyczną.