

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNO-ENERGETYCZNY

Raport serii PRE nr __/2023

**„Intensyfikacja procesów cieplnych w wymiennikach
poprzez modyfikację kształtu powierzchni czynnych”**

AGNIESZKA OCHMAN

Słowa kluczowe: wymiana ciepła
intensyfikacja wymiany ciepła
turbulizatory
warstwa przyścienna

PRACA DOKTORSKA

Promotor: dr hab. inż. Sławomir Pietrowicz, prof. uczelni

Promotor pomocniczy: dr inż. Katarzyna Strzelecka

Wrocław, 2023

Streszczenie

W niniejszej dysertacji przedstawiono wyniki badań eksperymentalnych oraz analiz numerycznych dotyczących procesów ciepłno - przepływowych występujących w czasie ogrzewania płaskiej płyty z zainstalowanymi tzw. turbulizatorami. Głównym celem użycia turbulizatorów jest zmiana charakteru przepływu w warstwie przyściennej z laminarnego na turbulentny. Zaburzenia występujące w turbulentnej warstwie przyściennej przyczyniają się do osiągania wyższych lokalnych współczynników przejmowania ciepła, a co z tym idzie zintensyfikowania procesów wymiany ciepła, np. od płyty do omywanego czynnika roboczego.

W rozdziale *Wprowadzenie do zagadnienia* opisano podstawy teoretyczne związane z rozpatrywanym zagadnieniem. Omówiono takie tematy jak: rodzaje warstwy przyściennej w przepływie wzdłuż powierzchni płaskiej, przewodzenie ciepła w warstwie przyściennej, czy metody intensyfikacji wymiany ciepła w wymiennikach.

W rozdziale *Turbulizatory* streszczono najważniejsze informacje z przeprowadzonego przeglądu literaturowego dotyczącego zastosowania turbulizatorów w procesach intensyfikacji wymiany ciepła. Przeprowadzone studia literaturowe pozwoliły na określenie geometrii turbulizatorów, które zostały poddane analizom eksperymentalnym i numerycznym.

W celu przeprowadzenia badań eksperymentalnych zaprojektowano oraz zbudowano stanowisko laboratoryjne „Tunel powietrzny”, opisane w pierwszej części rozdziału *Badania doświadczalne*. W drugiej części rozdziału skoncentrowano się na analizie uzyskanych wyników eksperymentalnych. Dzięki przeprowadzonym badaniom doświadczalnym wytypowano geometrię turbulizatora, która przyczyniała się do największej intensyfikacji wymiany ciepła wzdłuż powierzchni ogrzewanej dla dwóch prędkości strugi powietrza: 0,9 m/s oraz 3,16 m/s.

W rozdziale *Analizy numeryczne* przedstawiono geometrię, siatkę oraz modele użyte w czasie analizy numerycznej płyty wyposażonej w turbulizatory. W rozdziale tym porównano wyniki uzyskane na drodze eksperymentu oraz dla trzech modeli turbulencji. Następnie, dla analizowanych modeli turbulencji, wytypowano model dostosowany do prowadzenia analiz numerycznych procesów ciepłno - przepływowych zachodzących przy ogrzewanej powierzchni wyposażonej w turbulizatory.

Podsumowanie oraz wnioski, jakie wyciągnięto podczas przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz analiz numerycznych, przedstawiono w rozdziale *Podsumowanie*.

Summary

The aim of this thesis is to experimentally and numerically investigate the effects of using vortex generators on the heat and flow processes during the heating of a flat plate. The purpose of using vortex generators is to change the flow character in the boundary layer from laminar to turbulent, which should result in increased heat transfer coefficients and intensification of heat exchange processes.

The dissertation begins with a literature review aimed at identifying the limitations of current research methods for analysing heat and flow processes. This section describes the objective, thesis and scope of work required to achieve the objectives of the dissertation.

The next chapter provides a background to the theoretical principles related to the subject matter of the dissertation. The section covers various topics such as the different types of boundary layer flow along a flat surface, heat conduction in the boundary layer and methods of improving heat exchange in heat exchangers.

Chapter *Vortex generators* summarises the main information from the literature review on the use of vortex generators to improve heat exchange processes. Based on the literature review, the geometry of vortex generators has been determined.

The fourth chapter focuses on experimental analysis. The first part of the chapter describes the design and construction of a laboratory set-up called the „Air Tunnel” which was used to carry out the experimental studies. The second part of the chapter presents the analysis of the experimental results for air flow rates of 0,9 m/s and 3,16 m/s. The results of the experimental studies have been used to select the geometries of the vortex generators that most effectively enhance the heat exchange processes.

In the next chapter, the geometry, mesh and models used in the numerical analysis have been introduced. The results obtained from the experimental and numerical calculations are compared. For the turbulence models analysed, a model was selected to perform numerical analyses of the heat and flow processes occurring on a heated surface equipped with turbulence generators.

The last chapter presents the summary and conclusions with a discussion of the numerical and experimental results.

Podziękowania

„Każdego dnia, pod każdym względem stajemy się trochę lepsi”

Terry Pratchett, *Prawda*

W tym miejscu chciałabym podziękować osobom z mojego otoczenia za wsparcie i pomoc w realizacji jednego z moich życiowych projektów, jakim było napisanie rozprawy doktorskiej.

Pragnę wyrazić serdeczne podziękowania mojemu Promotorowi, dr. hab. inż. Sławomirowi Pietrowiczowi, prof. uczelni, za niesłuchaną wyrozumiałość i dobre słowa, które dodawały mi skrzydeł podczas napotykanymi trudnościami. Dziękuję za te lata wspólnie spędzone, za rady, wskazówki, pochwały, ale i słowa krytyki. Współpraca z Panem Profesorem pomogła mi odkryć moje mocne strony oraz rozwinąć pasję do nauki.

Promotorowi pomocniczemu, dr inż. Katarzynie Strzeleckiej, dziękuję za wsparcie zarówno w sferze naukowej jak i osobistej. Doradztwo Pani Promotor przyczyniło się do budowy stanowiska eksperymentalnego oraz poprawnego przeprowadzenia badań. Nasze rozmowy telefoniczne motywowały mnie do dalszej pracy i nauczyły, że gdy przeżywamy trudności, możemy odkryć swą siłę. Dziękuję za opiekę naukową, życzliwość i poświęcony mi czas.

Chciałabym podziękować pracownikom Katedry Termodynamiki i Odnawialnych Źródeł Energii na Politechnice Wrocławskiej za zainteresowanie problematyką pracy oraz prowadzone dyskusje. Jestem wdzięczna za wspólne chwile, dyskusje i śmiechy, które pozwoliły mi poczuć się jak rodzina. Szczególne podziękowania należą się ekspertom z dziedziny numeryki: Józefowi Rakowi oraz Przemysławowi Błasiakowi. Dziękuję Wam za całą przekazaną wiedzę oraz gotowość do pomocy. Cezaremu Czajkowskiemu, Andrzejowi Nowakowi oraz Adamowi Ruziewiczowi dziękuję z całego serca za pomoc i wsparcie, jakie mi okazywaliście przez te wszystkie lata. Nie udałoby mi się wykonać badań eksperymentalnych bez asysty Aleksandra Krzywdzińskiego. Dziękuję za dzielenie się wiedzą i doświadczeniem oraz zaangażowanie w trakcie budowy tunelu.

Słowa podziękowania dla moich Rodziców za bezwarunkową miłość i wsparcie. Dziękuję Wam za trud i wysiłek włożony w moje wychowanie, za cierpliwość i dobre serce. Mojej Siostrze dziękuję za wszystko co dla mnie zrobiła i za wsparcie, jakie mi okazywała przez te wszystkie lata. Twoje rady i dobre słowo pomagały mi przejść przez trudne chwile i cieszyć się radosnymi momentami.

Na zakończenie podziękowania dla najważniejszych osób w moim życiu. Dziękuję mojemu wspaniałemu Mężowi oraz wiecznie ciekawych świata Synom. Dziękuję Wam za wszystko, co dla mnie zrobiliście. Za każdy uśmiech i radość, jaką wnosicie do mojego życia. Za słowa otuchy, wsparcie i zrozumienie, kiedy natrafiałam na przeszkody. Jesteście dla mnie inspiracją do samorozwoju i odkrywania świata nauki. Kocham Was i dziękuję z całego serca!

Agnieszka Ochman

Spis treści

Streszczenie	1
Summary	2
Podziękowania	3
Spis treści	3
Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
1 Wstęp	10
1.1 Przełomowość zaproponowanego rozwiązania	10
1.2 Cel pracy, teza i cele pomocnicze	11
2 Wprowadzenie do zagadnienia	12
2.1 Wymiana ciepła przy powierzchni płaskiej	12
2.1.1 Hydrodynamiczna i termiczna warstwa przyścienna	12
2.1.2 Laminarna i turbulentna warstwa przyścienna	13
2.1.3 Przewodzenie ciepła w warstwie przyściennej	14
2.1.4 Analiza cieplna płaskiej powierzchni	16
2.2 Metody intensyfikacji wymiany ciepła w wymiennikach	17
3 Turbulizatory	18
3.1 Zasada działania turbulizatorów	18
3.2 Wybór geometrii turbulizatorów	22
4 Badania doświadczalne	24
4.1 Opis stanowiska badawczego	24
4.1.1 Tunel powietrzny	25
4.1.2 Grzałka	28
4.1.3 Turbulizatory	29
4.1.4 Układ pomiarowy	30
4.2 Procedura przeprowadzenia badań doświadczalnych	32

4.2.1	Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej	32
4.2.2	Warstwa przyścienna	34
4.2.3	Bilans cieplny płyty	36
4.3	Pomiary kamerą termowizyjną	37
4.3.1	Analiza temperatury płyty za pomocą kamery termowizyjnej	37
4.3.2	Emisyjność analizowanej powierzchni	39
4.3.3	Temperatura odbitego promieniowania podczerwonego	40
4.4	Metodologia prowadzenia pomiarów	42
4.4.1	Procedury na stanowisku badawczym	42
4.4.2	Temperatura otoczenia i wilgotność	43
4.4.3	Dokładność oraz niepewność pomiarowa	43
4.5	Analiza wyników doświadczalnych	44
4.5.1	Analiza temperatury płyty za pomocą zdjęć termowizyjnych	44
4.5.2	Temperatura bezwymiarowa	49
4.5.3	Analiza bezwymiarowa: liczba Stanton	53
4.6	Wnioski	61
5	Analizy numeryczne	63
5.1	Geometria	63
5.2	Siatka numeryczna	64
5.3	Warunki początkowe i brzegowe, założenia modelu	66
5.3.1	Modele numeryczne	66
5.3.2	Własności fizyczne materiałów	68
5.3.3	Metoda obliczeniowa	68
5.3.4	Warunki brzegowe	68
5.4	Analiza wyników numerycznych	69
5.4.1	Walidacja modelu numerycznego	69
5.4.2	Procentowa odchyłka temperatury	71
5.5	Analiza wyników dla modelu Transition-k-kl-omega	75
5.5.1	Analiza warstwy przyściennej	75
5.5.2	Analiza strugi powietrza za turbulizatorem	78
5.6	Wpływ materiału turbulizatora na przenoszenie ciepła	82
5.7	Wnioski	83
6	Podsumowanie	85
	Bibliografia	88
	Spis ilustracji	95
	Spis tablic	98

A Pokrywa do pomiarów prędkości	100
B Temperatura odbitego promieniowania podczerwonego	101
C Parametry geometryczne modelu numerycznego	103
D Wizualizacje pól prędkości	105
E Wizualizacje pól temperatur	108

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	–	powierzchnia, m^2
C	–	stała, –
c_f	–	współczynnik tarcia Fanninga, –
c_p	–	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $J/(kg \cdot K)$
d	–	średnica, m
g	–	przyspieszenie ziemskie, m/s^2
h	–	wysokość turbulizatora, m
H	–	wysokość, m
\dot{m}	–	strumień masy, kg/s
j	–	współczynnik Colburna, –
Nu	–	liczba Nusselta, –
p	–	ciśnienie, Pa
P	–	bezwymiarowe ciśnienie, –
Pr	–	liczba Prandtla, $Pr = c_p \eta / \lambda$
\dot{q}	–	gęstość strumienia ciepła, W/m^2
\dot{Q}	–	strumień ciepła, W
Re	–	liczba Reynoldsa, –
St	–	liczba Stanton, –
T	–	temperatura, K
t	–	temperatura, $^{\circ}C$
u	–	prędkość, m/s
\vec{U}	–	wektor prędkości absolutnej, m/s
x, y, z	–	współrzędne kartezjańskie, m
X, Y, Z	–	bezwymiarowe współrzędne kartezjańskie, –
V	–	objętość, m^3

Symbole greckie:

- α – współczynnik przejmowania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$
- β – kąt natarcia turbulizatora, $^\circ$
- γ – kąt pochylenia turbulizatora, $^\circ$
- δ – grubość, m
- ε – emisyjność, –
- Θ – bezwymiarowa temperatura, –
- λ – współczynnik przewodzenia ciepła, $W/(m \cdot K)$
- μ – współczynnik lepkości dynamicznej, $Pa \cdot s$
- ξ – współczynnik geometryczny dyszy, –
- ξ – grubość turbulizatora, m
- ρ – gęstość, kg/m^3
- σ – stała Stefana-Boltzmana, $5,670\,367 \cdot 10^{-8} W m^{-2} K^{-4}$
- τ – czas, s
- τ – tensor naprężeń ścinających, Pa
- ϕ – wilgotność względna, %
- ψ – procentowa odchyłka temperatury, %
- Ψ – wzmocnienie cieplne, %

Użyte skróty:

- P – płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne pełne
- PP – płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne z prostokątnym otworem, gdzie odległość pomiędzy krawędzią wewnętrznego i zewnętrznego prostokąta wynosi $3\,mm$
- SP – płyta bez turbulizatorów
- T – płyta wyposażona w trójkątne turbulizatory
- TP – płyta wyposażona w trójkątne turbulizatory z trójkątnym otworem, gdzie odległość pomiędzy krawędzią zewnętrznego i wewnętrznego trójkąta wynosi $3\,mm$
- VG – Vortex Generator/turbulizator

Indeksy dolne:

<i>c</i>	–	konwekcja
<i>ch</i>	–	chiller, chłodnica
<i>d</i>	–	dla punktu rosy
<i>f</i>	–	płyn, powietrze
<i>grz</i>	–	grzałka
<i>h</i>	–	hydrodynamiczna warstwa przyścienna
<i>k</i>	–	stan końcowy
<i>kl</i>	–	klimatyzator
<i>ot</i>	–	otoczenie
<i>p</i>	–	przewodzenie
<i>r</i>	–	promieniowanie
<i>ref</i>	–	stan odniesienia
<i>s</i>	–	ścianka, powierzchnia płyty
<i>T</i>	–	termiczna warstwa przyścienna
<i>wew</i>	–	wymiar wewnętrzny
<i>zew</i>	–	wymiar zewnętrzny
∞	–	struga, rdzeń przepływu
0	–	stan początkowy

Rozdział 1

Wstęp

1.1 Przełomowość zaproponowanego rozwiązania

W ramach prowadzonej pracy doktorskiej przeprowadzono studia literaturowe, których celem było zidentyfikowanie ograniczeń obecnie stosowanych metod badawczych podczas analiz procesów ciepło - przepływowych oraz zdefiniowanie wyzwań i celów niniejszej dysertacji.

W tab. 1.1 przedstawiono ograniczenia oraz proponowane rozwiązania, które zastosowano w trakcie analiz procesów ciepło - przepływowych zachodzących wzdłuż powierzchni ogrzewanej wyposażonej w turbulizatory.

Tab. 1.1 Ograniczenia wytypowane na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych i propozycje ich rozwiązania.

Ograniczenie	Proponowane rozwiązanie
Punktowy lub uśredniony pomiar temperatury za pomocą termopar.	Pomiar temperatury powierzchni płyty za pomocą zaawansowanych technologii pomiarowych m.in. kamery termowizyjnej.
Wykorzystanie elementów metalowych jako materiału konstrukcyjnego turbulizatorów – turbulizator pełni funkcję radiatora. Intensyfikacja wymiany ciepła zachodzi poprzez zwiększenie powierzchni wymiany ciepła oraz zmianę charakteru przepływu z laminarnego na turbulentny.	Analiza procesów ciepło – przepływowych występujących za turbulizatorem oraz wpływu powstających wirów na intensyfikację wymiany ciepła, bez zmiany wielkości powierzchni wymiany ciepła (turbulizator wykonany z materiału o niskim współczynniku przewodzenia ciepła).

1.2 Cel pracy, teza i cele pomocnicze

Przeprowadzone studia literaturowe pozwoliły na określenie celu i tezy pracy oraz celów pomocniczych.

Cel pracy

Celem pracy jest analiza wpływu geometrii turbulizatorów na procesy intensyfikacji wymiany ciepła z powierzchni czynnej wymiennika w kontekście zwiększenia lokalnego współczynnika przejmowania ciepła.

Teza

Zastosowanie turbulizatorów powoduje lokalne zmiany struktury przepływu, co skutkuje zwiększeniem współczynnika przejmowania ciepła.

Cele pomocnicze

- Określenie na podstawie studiów literaturowych geometrii turbulizatorów, ich ustawienia, kąta natarcia i pochylenia.
- Zaprojektowanie oraz wykonanie stanowiska badawczego: „Tunel powietrzny”, umożliwiającego uzyskanie jednorodnego profilu prędkości na wlocie do sekcji badawczej.
- Przeprowadzenie badań eksperymentalnych dla różnych geometrii turbulizatorów oraz prędkości przepływu czynnika roboczego.
- Opracowanie modelu numerycznego procesu oraz jego walidacja przy pomocy wyników eksperymentalnych.
- Analiza otrzymanych wyników za pomocą wybranych parametrów cieplnych oraz liczb bezwymiarowych, w celu potwierdzenia intensyfikacji procesów cieplnych po zastosowaniu turbulizatorów.

Rozdział 2

Wprowadzenie do zagadnienia

2.1 Wymiana ciepła przy powierzchni płaskiej

W przyrodzie wymiana ciepła zachodzi na trzy sposoby: przewodzenia, konwekcji oraz promieniowania. Celem niniejszej pracy była analiza procesów wymiany ciepła przy powierzchni płaskiej, dlatego w rozdziale tym omówiono najważniejsze zagadnienia związane z wymianą ciepła na drodze konwekcji. Podczas konwekcji wymiana ciepła zachodzi na dwa sposoby. Pierwszy jest powiązany z przewodzeniem i odbywa się poprzez transfer energii pomiędzy cząsteczkami gazu lub cieczy, natomiast drugi związany jest z mieszaniem się warstw płynu o różnych temperaturach. W zależności od tego, czy siła zewnątrz oddziałuje na analizowany płyn, wyróżniamy konwekcję naturalną/swobodną i wymuszoną [1, 2, 3]. Istotny wpływ na procesy wymiany ciepła przy powierzchni czynnej ma rodzaj warstwy przyściennej powstającej przy opływie czynnika wzdłuż płyty.

2.1.1 Hydrodynamiczna i termiczna warstwa przyścienna

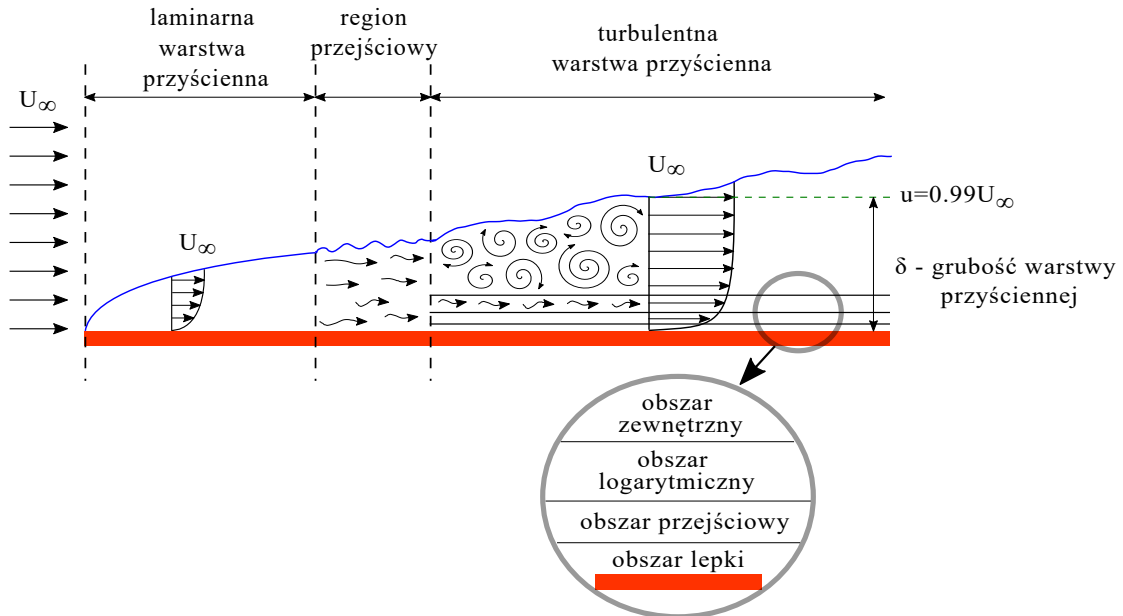
Podstawowym elementem związanym z analizą procesu intensyfikacji wymiany ciepła jest zrozumienie zjawisk zachodzących w warstwie przyściennej powstającej na styku ogrzewanej powierzchni płaskiej oraz omywającego ją płynu.

Podczas przepływu płynu przy powierzchni płaskiej można wyróżnić dwie warstwy przyściennej:

- **hydrodynamiczna warstwa przyścienna (warstwa graniczna)**

Hydrodynamiczna warstwa przyścienna jest związana ze zmianą profilu prędkości płynu pod wpływem sił tarcia na styku płynu i ciała stałego oraz powstających naprężeń ścinających wewnątrz płynu. Przykładowy profil prędkości w warstwie przyściennej przedstawiono na rys. 2.1. Podczas analizy profilu prędkości dla przepływów wzdłuż powierzchni płaskiej wyróżniamy dwa regiony. Pierwszy region znajduje się w warstwie przyściennej i składa się on z obszaru: lepkiego, przejściowego, logarytmicznego oraz zewnętrznego. W zależności od rozpatrywanego obszaru profil prędkości w różnym stopniu ulega wzrostowi od 0 przy krawędzi wlotowej do $0,99u_\infty$ w obszarze

zewnątrznym. Drugi region znajduje się poza warstwą przyścienną, gdzie prędkość płynu równa się prędkości początkowej strugi.



Rys. 2.1 Hydrodynamiczna warstwa przyścienna (opracowanie własne na podstawie [4, 5, 6]).

- **termiczna warstwa przyścienna**

Termiczna warstwa przyścienna powstaje w sytuacji, w której temperatura omywanego elementu różni się od temperatury otoczenia. Pomiedzy ogrzewaną (chłodzoną) powierzchnią, a rdzeniem przepływu obserwowana jest przylegająca warstwa płynu, w której obserwowana jest logarytmiczna zmiana temperatury. Grubość warstwy termicznej stopniowo rośnie wzdłuż kierunku przepływu, a jej wygląd zależy od charakteru przepływu.

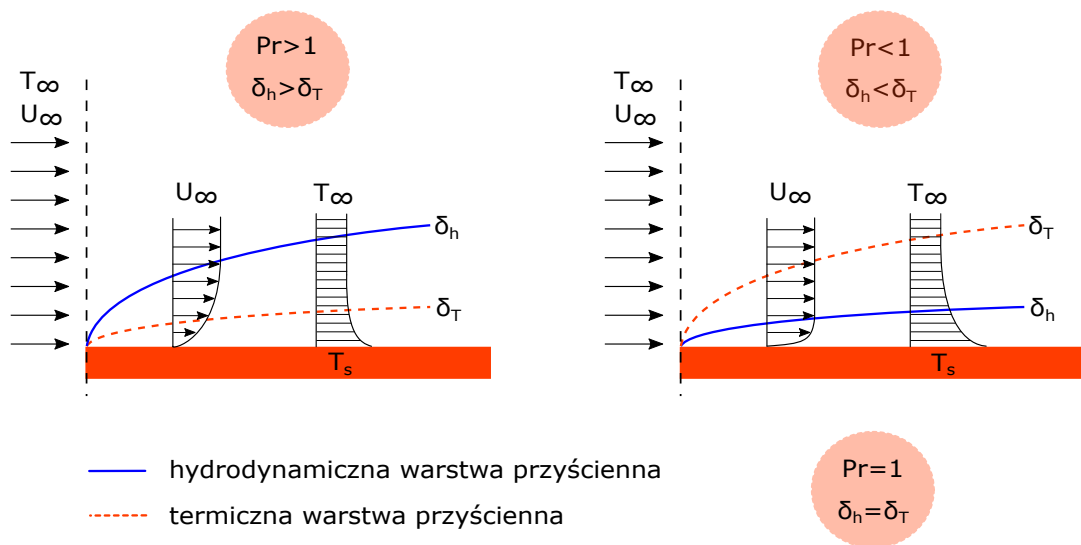
Warstwa termiczna i hydrodynamiczna nie zawsze są sobie równe, co zaprezentowano na rys. 2.2. Jeżeli liczba Prantla wynosi jeden ($Pr = 1$) to warstwa przyścienna termiczna i hydrodynamiczna pokrywają się. Dla $Pr > 1$ warstwa przyścienna hydrodynamiczna δ_h narasta szybciej od warstwy termicznej δ_T ($\delta_h > \delta_T$), natomiast dla $Pr < 1$ warstwa termiczna wzrasta szybciej od hydrodynamicznej ($\delta_h < \delta_T$).

2.1.2 Laminarna i turbulentna warstwa przyścienna

Na rys. 2.1 przedstawiono narastanie warstwy przyściennej od krawędzi natarcia płyty. Dla tego przypadku warstwę przyścienną można podzielić na trzy sekcje: laminarną, przejściową i turbulentną.

Wartość liczby Reynoldsa dla przepływów wzdłuż płyty określa czy warstwa przyścienna jest laminarna czy turbulentna:

$$Re_x = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (2.1)$$



Rys. 2.2 Wpływ liczby Prandtla na termiczną i hydrodynamiczną warstwę przyścienną (opracowanie własne na podstawie [4, 5]).

W zależności od rodzaju powierzchni płyty oraz przepływu strugi czynnika krytyczna liczba Reynoldsa dla płaskiej płyty wynosi od 10^5 do $3 \cdot 10^6$ [2, 4]. W niniejszej dysertacji przyjęto, że laminarna warstwa przyścienna występuje dla $Re_{kr} < 5 \cdot 10^5$.

Grubość warstwy przyściennej zwiększa się wraz z oddalaniem od krawędzi natarcia płyty i w przybliżeniu może być wyliczona ze wzoru (2.2) dla hydrodynamicznej warstwy przyściennej oraz ze wzoru (2.3) dla termicznej warstwy przyściennej [4]:

$$\delta_h = \frac{5x}{\sqrt{Re_x}} \quad (2.2)$$

$$\delta_t = \frac{5x}{Pr^{1/3} \sqrt{Re_x}} \quad (2.3)$$

2.1.3 Przewodzenie ciepła w warstwie przyściennej

W dysertacji poddano analizie mechanizmy intensyfikujące wymianę ciepła przy powierzchni płaskiej, dlatego należało określić współczynnik wnikania ciepła. Wyznaczono go wykorzystując prawo Fouriera i prawo Newtona.

Prawno Fouriera (2.4) opisuje strumień ciepła przekazywany od płyty do warstw płynu znajdujących się przy płycie.

$$\dot{q} = -\lambda_f \left. \frac{dT}{dy} \right|_{y=0} \quad (2.4)$$

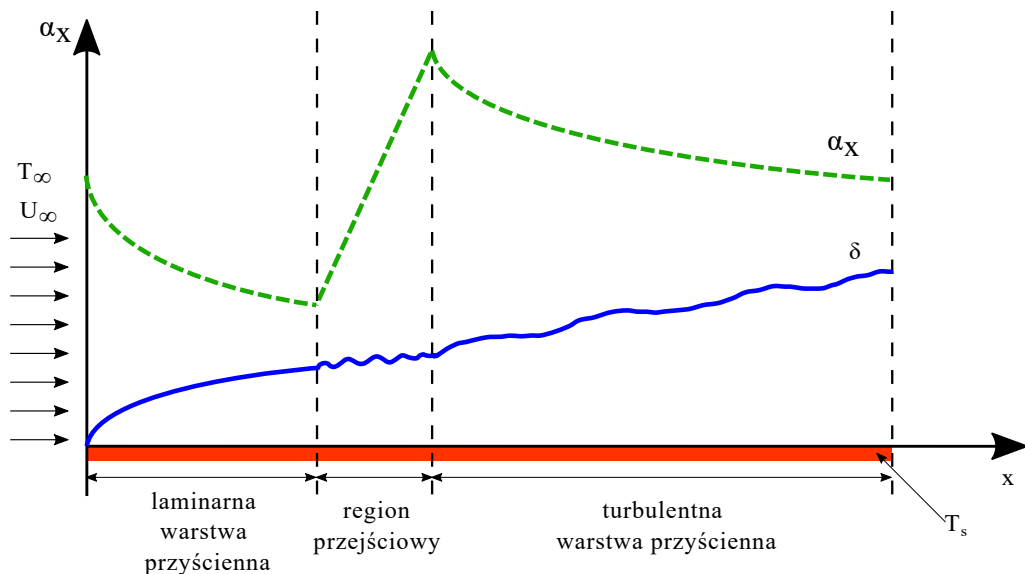
Prawo Newtona (2.5) określa proces przekazywania ciepła na drodze konwekcji.

$$\dot{q} = \alpha_f (T_s - T_\infty) \quad (2.5)$$

Zakładając, że cały strumień ciepła zostanie przekazany od płyty do powietrza znajdującego się w warstwie przyściennej, wyznaczono współczynnik wnikania ciepła α_f :

$$\alpha_f = \frac{-\lambda_f \frac{dT}{dy} \Big|_{y=0}}{(T_s - T_\infty)} \quad (2.6)$$

Przyjmując, że współczynnik przewodzenia ciepła λ_f oraz różnica temperatur pomiędzy płytką T_s , a omywającym powietrzem T_∞ są stałe, obserwujemy, że współczynnik wnikania ciepła α_f zależy od gradientu temperatur. Wraz ze wzrostem grubości warstwy przyściennej gradient temperatur maleje, co przekłada się na spadek wartości współczynnika wnikania ciepła α_f . Na rys. 2.3 przedstawiono wpływ grubości oraz typu warstwy przyściennej na wartość współczynnika wnikania ciepła. Wraz ze wzrostem grubości laminarnej warstwy przyściennej jego wartość maleje, co związane jest ze spadkiem gradientu temperatur pomiędzy płytą a omywającym ją powietrzem. Zmiana charakteru przepływu na turbulentny powoduje skokowy wzrost współczynnika wnikania ciepła - ma to związek z występowaniem lokalnych zaburzeń, które intensyfikują konwekcyjną wymianę ciepła od płyty do omywającego powietrza. Narastanie turbulentnej warstwy przyściennej, przyczynia się do spadku współczynnika wnikania ciepła α_x [4, 7].



Rys. 2.3 Wpływ grubości warstwy przyściennej na współczynnik wnikania ciepła (opracowanie własne na podstawie [4, 7]).

Wprowadzenie zaburzeń w laminarnej lub turbulentnej warstwie przyściennej wpływa na wartość współczynnika wnikania ciepła. Błasiak i Pietrowicz w artykułach [8, 9] doświadczalnie oraz numerycznie wykazali, że mechaniczne wprowadzanie zaburzeń w termicznej warstwie przyściennej przyczynia się do intensyfikacji wymiany ciepła.

2.1.4 Analiza cieplna płaskiej powierzchni

Podczas opisywania procesów cieplnych powszechnie stosuje się dwie bezwymiarowe liczby podobieństwa charakteryzujące przenikanie ciepła: liczbę Nusselta oraz liczbę Stanton, które są powiązane równaniem (2.7)

$$St = \frac{Nu}{RePr} \quad (2.7)$$

Gdzie:

$$Nu = \frac{\alpha x}{\lambda} \quad (2.8)$$

$$Re = \frac{\rho u_{\infty} x}{\mu} \quad (2.9)$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (2.10)$$

W niniejszej pracy postanowiono przeanalizować procesy cieplne za pomocą liczby Stanton, którą opisuje wzór (2.11):

$$St = \frac{\alpha}{\rho u c_p} \quad (2.11)$$

gdzie: α - współczynnik przyjmowania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$; ρ - gęstość czynnika omywającego płytę, kg/m^3 ; u - prędkość czynnika omywającego płytę, m/s ; c_p - ciepło właściwe czynnika omywającego płytę przy stałym ciśnieniu, $kJ/(kg \cdot K)$.

Metoda analogii hydromechaniczno - termicznej wykazuje, że liczba Stanton, w porównaniu do liczby Nusselta, lepiej opisuje związek pomiędzy zjawiskami wymiany ciepła i wymiany pędu [5]. Dodatkowo, liczba Stanton, jest częściej stosowana podczas analiz konwekcji wymuszonej, ponieważ uwzględnia wpływ prędkości przepływu strugi na procesy wymiany ciepła.

2.2 Metody intensyfikacji wymiany ciepła w wymiennikach

Wymienniki ciepła są wykorzystywane w wielu gałęziach przemysłu: chłodnictwie, motoryzacji, lotnictwie, przemyśle spożywczym czy elektronicznym. Wymóg stosowania technologii przyjaznych środowisku i efektywnych energetycznie, redukcja kosztów produkcji i eksploatacji urządzeń oraz miniaturyzacja wymienników ciepła są wyzwaniem dla współczesnej inżynierii. Zwiększanie sprawności wymienników przy zachowaniu wymienionych parametrów można osiągnąć przez zastosowanie pasywnych i aktywnych technologii intensyfikacji wymiany ciepła. Przykładami systemów pasywnych są modyfikacje struktury i rodzaju materiału powierzchni wymiany ciepła, a także wykorzystanie żeber i elementów, które intensyfikują wymianę ciepła poprzez wprowadzenie zaburzeń w przepływie [10]. Systemy aktywne związane są z zewnętrznymi źródłami energii i mają na celu zmianę parametrów przepływu czynnika np. poprzez zwiększenie ciśnienia czynnika, wprowadzenie go w wibracje czy mechaniczne zerwanie warstwy przyściennej [8]. W tabeli poniżej zestawiono najczęściej wykorzystywane systemy intensyfikacji wymiany ciepła w wymiennikach.

Tab. 2.1 Systemy pasywne i aktywne służące do intensyfikacji procesów wymiany ciepła w wymiennikach. Opracowano na podstawie [8, 11, 12, 13, 14].

Systemy pasywne	Systemy aktywne
Zmiana struktury powierzchni (szorstka, chropowata)	Wspomaganie mechaniczne, np. skrobaki
Elementy zaburzające przepływ	Powierzchnie drgające
Zwiększanie powierzchni wymiany ciepła	Wprowadzanie czynnika w wibracje
Modyfikacja parametrów czynnika roboczego	Zastosowanie pola elektrostatycznego
	Wykorzystanie strumienic lub urządzeń ssących

Wprowadzenie dodatkowych elementów w wymienniku przyczynia się do zintensyfikowania przekazywanego strumienia ciepła, ale również do wzrostu spadków ciśnienia generujących większe zapotrzebowanie na energię potrzebną do przetłaczania czynników roboczych. Najpopularniejszą techniką poprawy sprawności procesów cieplnych jest zmiana struktury powierzchni wymiany ciepła poprzez zastosowanie żeber, wytłoczeń oraz zakrzywianie i falowanie, o czym wspominają w swoich publikacjach Bergles [11] czy Kakac [14]. Niniejsza dysertacja podejmuje temat związany z wpływem zastosowania turbulizatorów na procesy cieplno - przepływowe w wymiennikach ciepła.

Rozdział 3

Turbulizatory

Pierwsze artykuły dotyczące badania wpływu zmiany struktury powierzchni grzanej (m.in. poprzez zastosowanie wystających elementów, wypustek, otworów) na wymianę ciepła pochodzą z lat 70. i 80. XX wieku. Ich celem była analiza wpływu wirów na procesy ciepłno - przepływowe [15, 16] oraz znalezienie modyfikacji powierzchni płyty przyczyniającej się do polepszenia procesów wymiany ciepła pomiędzy nagrzanymi płytami a omywającym je płynem [17, 18, 19]. W kolejnych latach rozpoczęto analizy dotyczące wpływu różnych modyfikacji powierzchni czynnej na procesy ciepłno - przepływowe. Przeprowadzone badania obejmowały m.in.: kształt elementu zaburzającego przepływ (np. owalny, sześcienny), typ i grubość warstwy przyściennej powstającej przed zmienioną powierzchnią, lokalizację elementu na powierzchni wymiany ciepła, zastosowanie w wymiennikach płytowych i płytowo-rurowych czy modelowanie numeryczne.

Jedną z metod intensyfikacji procesów ciepłno - przepływowych jest modyfikacja powierzchni płaskiej poprzez umieszczenie na jej powierzchni turbulizatorów. W kolejnych podrozdziałach szczegółowo opisano zasadę działania turbulizatorów, zaprezentowano ich najpopularniejsze kształty oraz przedstawiono geometrie zastosowane w ramach prowadzonych badań.

3.1 Zasada działania turbulizatorów

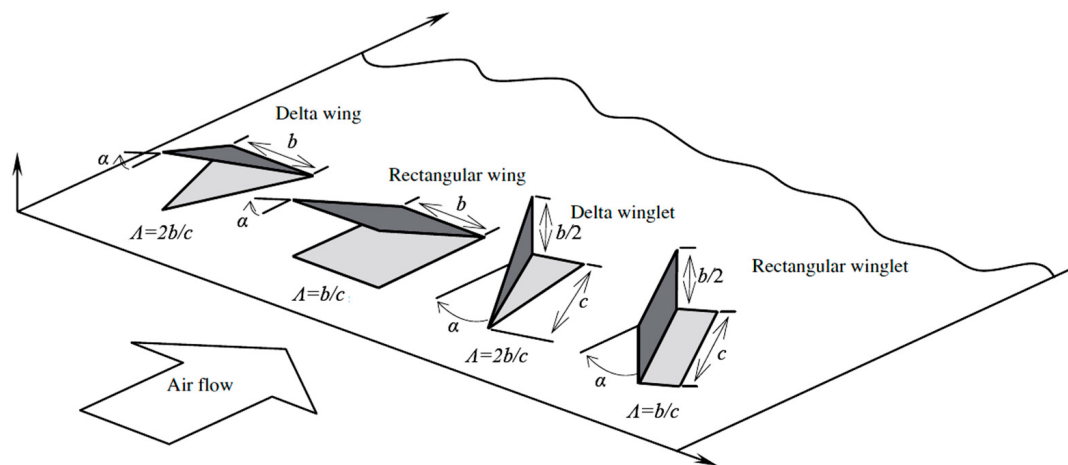
Turbulizator to płaski element konstrukcyjny zamontowany na powierzchni wymiany ciepła i stosowany w celu intensyfikacji konwekcyjnej wymiany ciepła od powierzchni czynnej. Zmienia on charakter przepływu z laminarnego lub przejściowego na turbulentny, wprowadzając zaburzenia w strudze przepływającego czynnika w postaci lokalnych wirów. W literaturze anglojęzycznej elementy te określane są jako „vortex generators” (generatory wirów) [18, 20].

Początkowo turbulizatory były stosowane w lotnictwie, jako elementy konstrukcyjne służące do zmiany charakteru przepływu na powierzchni skrzydła. Skutkowało to polepszeniem stateczności samolotu przy małych prędkościach oraz umożliwiło lot przy większych kątach natarcia [18, 21, 22, 23]. W latach 80. XX wieku rozpoczęto prace badawcze obejmujące wpływ turbulizatorów na procesy ciepłno - przepływowe występujące w warstwie przyściennej. Głównym celem zastosowania

turbulizatorów w wymiennikach ciepła była intensyfikacja procesów wymiany ciepła [24, 25, 26, 27]. Poprzez wprowadzenie zaburzeń w przepływie następowało zwiększenie konwekcyjnej wymiany ciepła i wzrost lokalnego współczynnika przejmowania ciepła (rys. 2.3) [26, 28, 2, 18]. Yanagihara i Torii w swoich badaniach [24, 25] wykazali, że w zależności od typu turbulizatora oraz jego położenia w laminarnej warstwie przyściennej, intensyfikacja wymiany ciepła wzrasta od 80% do 140% w porównaniu do płyty bez turbulizatorów. W swoich pracach zaobserwowali, że geometrie oraz ustawienia turbulizatorów, które przyczyniają się do powstawania silniejszych wirów, wpływają na osiągnięcie większych lokalnych współczynników wymiany ciepła.

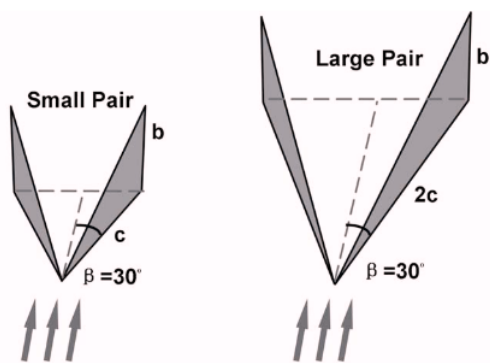
Na charakter przepływu w wymienniku ciepła z zainstalowanymi turbulizatorami wpływ mają następujące parametry:

- kształt turbulizatora
- kąt natarcia turbulizatora
- kąt pochylenia turbulizatora
- położenie turbulizatorów w wymienniku
- położenie turbulizatorów względem siebie
- ilość turbulizatorów



Rys. 3.1 Popularne kształty turbulizatorów [27].

Kształt turbulizatora wpływa na charakter przepływu w wymienniku, spadki ciśnienia oraz współczynnik przejmowania ciepła. Do najbardziej popularnych geometrii turbulizatora należy kształt trójkątny (delta) [29, 26, 28, 30] oraz prostokątny [26, 31, 32]. Na rys. 3.1 przedstawiono podstawowe kształty turbulizatorów wraz z ich wymiarami charakterystycznymi [27]. Fiebig [26] w swojej publikacji wykazał, że turbulizatory o kształcie trójkątnym i prostokątnym mają podobny wpływ na wymianę ciepła, jeżeli ich parametry geometryczne są takie same. Natomiast turbulizatory w kształcie skrzydełek (z ang.: winglet) przyczyniają się do osiągnięcia wyższych współczynników wymiany ciepła w porównaniu z turbulizatorami w kształcie skrzydeł (z ang. wing); patrz rys. 3.1.



Rys. 3.2 Turbulizatory imitujące formację ptaków na niebie [33]

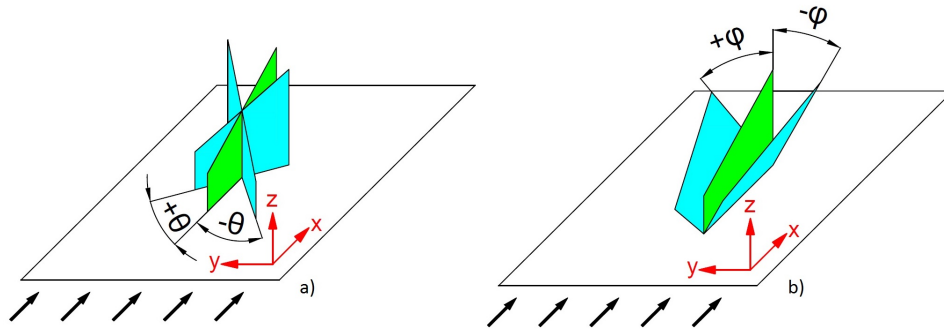
na poziomie 25 – 55% w porównaniu do wymiennika bez turbulizatorów. Zhou i Ye [35] oraz Lu i Zhou [37] w swoich publikacjach analizowali turbulizatory z otworami oraz zakrzywione. W publikacji [35] wykazano, że dla przepływów laminarnych i przejściowych najlepsze parametry cieplno - przepływowe osiąga turbulizator prostokątny, natomiast dla przepływu turbulentnego lepszy okazał się zakrzywiony turbulizator prostokątny. Natomiast zastosowanie otworów w turbulizatorach o różnych kształtach wpłynęło na zwiększenie wymiany ciepła i zmniejszenie oporów przepływu w porównaniu do turbulizatorów bez otworów [37]. Autorzy obu publikacji [35] i [37] sugerują prowadzenie dalszych analiz, w celu optymalizacji zaproponowanych rozwiązań.

Interesującym przykładem przedstawiającym zastosowanie turbulizatorów jest praca Huisseune i in. [38]. W publikacji analizowano wpływ turbulizatorów na wymianę ciepła w wymienniku płytowo-rurowym zaopatrzonym w żaluzje. Zastosowanie żaluzji intensyfikuje procesy wymiany ciepła, o czym pisze Wang i in.[39], oraz Achaichia i Cowell [40]. Huisseune i in. [38] zauważyli, że zastosowanie turbulizatorów intensyfikuje procesy mieszania oraz zmniejsza grubość warstwy przyściennej. W publikacji Wu i in. [41] również rozpatrywano wymienniki zaopatrzone w turbulizatory i żaluzje. Dla wymiennika z żaluzjami i turbulizatorami liczba Nusselta była wyższa o 77,16 – 90,21% w porównaniu z wymiennikiem bez żaluzji i turbulizatorów. Porównując wymiennik z żaluzjami i turbulizatorami z wymiennikiem zaopatrzonym w same żaluzje wzrost liczby Nusselta wahał się od 6% do 36%. Analizy numeryczne przeprowadzono dla liczby Reynoldsa w zakresie od 304 do 2130. Dla wyższych wartości liczb Reynoldsa otrzymywano lepszą wymianę ciepła. Zespół Li i in. [42] przeprowadził badania dotyczące modyfikacji geometrii żaluzji w wymienniku w taki sposób, aby również pełniły funkcję turbulizatorów. Zastosowali oni modyfikacje, które pozwoliły na wzrost wydajności wymiany ciepła o 4,2% w porównaniu do wymiennika z prostokątnymi turbulizatorami oraz o 15,8% w porównaniu do wymiennika wyposażonego w żaluzje. Analizy numeryczne przeprowadzono dla liczb Reynoldsa w zakresie od 250 do 2500.

Kolejnym parametrem mającym wpływ na intensyfikację wymiany ciepła jest kąt natarcia oraz pochylenia turbulizatora [26, 43]. Kąt natarcia jest to kąt, pod jakim płyn naciera na turbulizator (rys. 3.3a), natomiast kąt pochylenia to kąt pomiędzy płaszczyzną turbulizatora, a płaszczyzną

Rozwój technologii wytwarzania turbulizatorów oraz możliwość prowadzenia analiz numerycznych przyczyniają się m.in. do opracowania nowych kształtów turbulizatorów. Najnowsze badania biorą pod uwagę turbulizatory w kształcie trapezów, półpięści, zakrzywionych trójkątów i prostokątów. Powstają też nowe niezdefiniowane wcześniej kształty [34, 35, 27, 36]. He i in. [33] zaproponowanym przez siebie kształtem nawiązali do formacji lecących ptaków (litery V - rys. 3.2). Zastosowanie tego rozwiązania, w zależności od rozmiaru i kąta pomiędzy krawędziami turbulizatora, spowodowało wzrost wymiany ciepła

turbulizatora położonego prostopadle do płaszczyzny wymiennika (rys. 3.3b). He i Zhang [43] i Tian [44] w swoich publikacjach określali wartości współczynnika Colburna oraz współczynnika oporów tarcia w zależności od kąta natarcia trójkątnego turbulizatora. Dla kąta 30° zaobserwowano 8 – 12% intensyfikację wymiany ciepła oraz 2 – 7% wzrost oporów przepływu w porównaniu do wymiennika bez turbulizatorów. Dla kąta 45° intensyfikacja wymiany ciepła wzrosła o 13 – 17% przy wzroście oporów przepływu o 19 – 21%. Natomiast dla kąta 60° wymiana ciepła wzrosła o 17 – 21% przy 19 – 21% wzroście oporów przepływu.



Rys. 3.3 Wyznaczenie kąta natarcia θ oraz kąta pochylenia φ turbulizatora [20].

W wielu pracach naukowych analizowano wpływ kąta natarcia turbulizatora na intensyfikację wymiany ciepła oraz wzrost oporów przepływów. Edwards i Alker [17] oraz Pearcey [23] w swoich publikacjach przytaczali, że kąt $15\text{--}25^\circ$ jest najefektywniejszy dla turbulizatorów w kształcie prostokąta. Khanjian i in. [45] w swoich analizach wykorzystali współczynnik wzmocnienia cieplnego η (z ang.: thermal enhancement factor), zależny od liczby Nuseelta Nu oraz współczynnika oporu przepływu f ($\eta = (\frac{Nu}{Nu_{ref}})(\frac{f}{f_{ref}})^{-1/3}$). Na podstawie przeprowadzonych analiz numerycznych wywnioskowali, że optymalnym kątem natarcia prostokątnego turbulizatora jest kąt 25° . Analizy numeryczne Abdollahi i Shamsa [46] z wykorzystaniem sieci neuronowych potwierdzają, że wzrost kąta natarcia przyczynia się do intensyfikacji wymiany ciepła oraz nasilenia oporów przepływów. Według ich wyliczeń, dla liczby Reynoldsa równej 350, największa wartość liczby Nusselta osiągnięta jest dla kąta natarcia 45° w przypadku kształtu prostokątnego. Fiebig [26] w swojej pracy przeglądowej wskazuje, że dla pojedynczego turbulizatora intensyfikacja wymiany ciepła wzrasta wraz z kątem natarcia i osiąga maksimum dla 45° .

Lokalizacja turbulizatorów w wymienniku, ich położenie względem siebie, oraz ilość mają wpływ na powstające wiry oraz generowane spadki ciśnienia [26, 43]. Pearcey [23] w swojej publikacji zaznacza, że odległości pomiędzy turbulizatorami powinny być co najmniej trzykrotnie większe od wysokości turbulizatorów, dzięki czemu powstające wiry nie będą ze sobą kolidować. He i Zhang [43] w swojej publikacji proponują, aby przy wielorzędowych układach w pierwszym rzędzie znajdowały się turbulizatory trójkątne, a w kolejnych prostokątne. Ich analizy wykazały, że poprzez zmianę rozmieszczenia turbulizatorów i przy zachowaniu ich liczby, możliwym jest zredukowanie spadków ciśnienia o 8 – 10% z zachowaniem takiego samego poziomu wymiany ciepła. Podkreślają, że lokalizację turbulizatorów należy optymalizować dla każdego wymiennika.

Salviano i in. [47] przeprowadzili analizy dotyczące wpływu ustawienia turbulizatora na wartości strumienia przepływu oraz wymianę ciepła. Wynioskowali, że niesymetryczne ustawienie turbulizatorów przyczynia się do zintensyfikowania procesów wymiany ciepła w porównaniu z symetrycznym ustawieniem. Stwierdzili również, że ustawienie pierwszego turbulizatora ma większy wpływ na wymianę ciepła niż generowanie spadków ciśnienia, natomiast ustawienie kolejnego turbulizatora jest ważne zarówno przy intensyfikacji wymiany ciepła, jak i minimalizacji strat ciśnienia.

Spadki ciśnienia

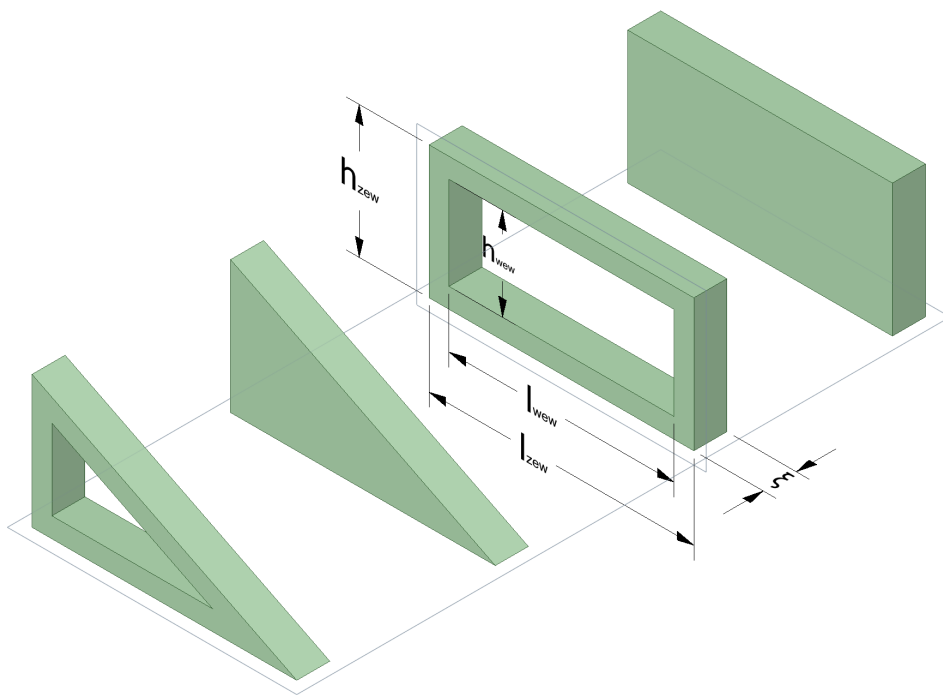
Przeprowadzenie analizy wpływu turbulizatorów na spadki ciśnienia możliwe jest dla instalacji wyposażonej w wymienniki ciepła lub w kanałach o wysokości zbliżonej do wysokości turbulizatorów. Ze względu na niewielkie zmiany ciśnienia oraz dokładność urządzeń pomiarowych, określenie spadków ciśnienia dla jednego turbulizatora lub grupy turbulizatorów przy powierzchni płaskiej obciążone jest dużymi błędami pomiarowymi. W publikacji He i in. [33] porównano spadki ciśnienia w wymienniku płytowo-rurowym bez turbulizatorów i z zamontowanymi turbulizatorami. W zależności od rodzaju turbulizatora, spadki ciśnienia wzrastały od 20% - 40% dla kąta natarcia 10° do 90% - 140% dla kąta natarcia 30° . Joardar i Jacobi [48] w swojej pracy analizowali pary turbulizatorów rozmieszczone w trzech rzędach w wymienniku płytowo-rurowym i osiągnęli wzrost spadków ciśnienia o 26-88% w porównaniu do wymiennika bez turbulizatorów.

3.2 Wybór geometrii turbulizatorów

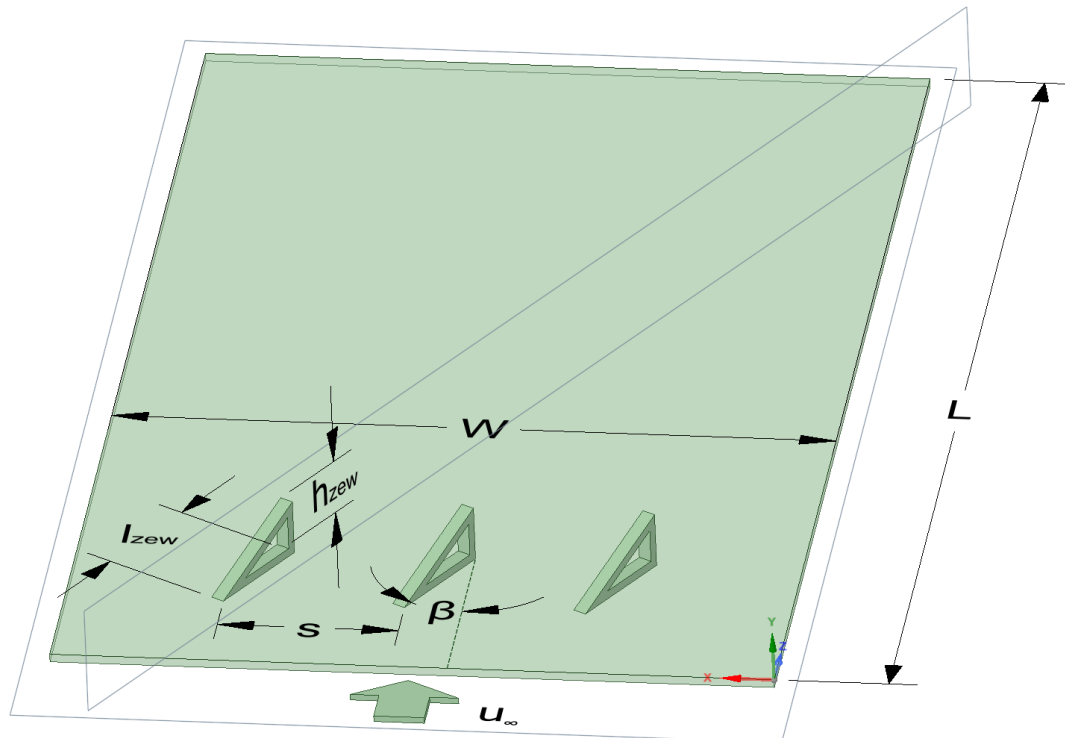
Na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych określono główne wyznaczniki doboru geometrii turbulizatora: proces i koszt jego produkcji, wpływ na wymianę ciepła oraz generowanie spadków ciśnienia. W celu sprawdzenia czy dana geometria oraz ustawienie przyczynią się do intensyfikacji wymiany ciepła dla określonego wymiennika, niezbędne jest przeprowadzenie badań laboratoryjnych oraz modelowania numerycznego.

W niniejszej dysertacji doświadczalnie i numerycznie przeanalizowano wpływ turbulizatorów prostokątnych oraz trójkątnych, pełnych oraz z otworami, na procesy cieplno - przepływowe zachodzące wzdłuż ogrzewanej płyty. Na rys. 3.4 przedstawiono geometrię przebadanych turbulizatorów. Wysokość oraz długość turbulizatorów były stałe i wynosiły $h_{zew} = 2 \text{ cm}$ oraz $l_{zew} = 4 \text{ cm}$. Proporcję pomiędzy wysokością i długością turbulizatora określono na podstawie najpopularniejszej proporcji tych parametrów: $h_{zew}/l_{zew} = 1/2$ [49, 50, 51, 52]. Grubość turbulizatorów wyniosła $\xi = 5 \text{ mm}$ i została narzucona ograniczeniami technologicznymi wydruku 3D oraz montażu turbulizatorów za pomocą magnesów do stalowej płyty.

Analizie poddano zestaw trzech turbulizatorów ustawionych pod kątem $\beta = 30^\circ$ do kierunku napływu powietrza i prostopadle do ogrzewanej płaszczyzny, dla dwóch prędkości przepływu strugi powietrza wzdłuż płyty: 0,9 m/s i 3,16 m/s. Na rys. 3.5 zaprezentowano rozmieszczenie turbulizatorów na płycie. Odległości pomiędzy turbulizatorami wynoszą $s = 6,25 \text{ cm}$ i spełniają warunek zalecany przez Pearcey $s \geq 3 \cdot h_{zew}$ [23].



Rys. 3.4 Geometrie analizowanych turbulizatorów wraz z najważniejszymi wymiarami



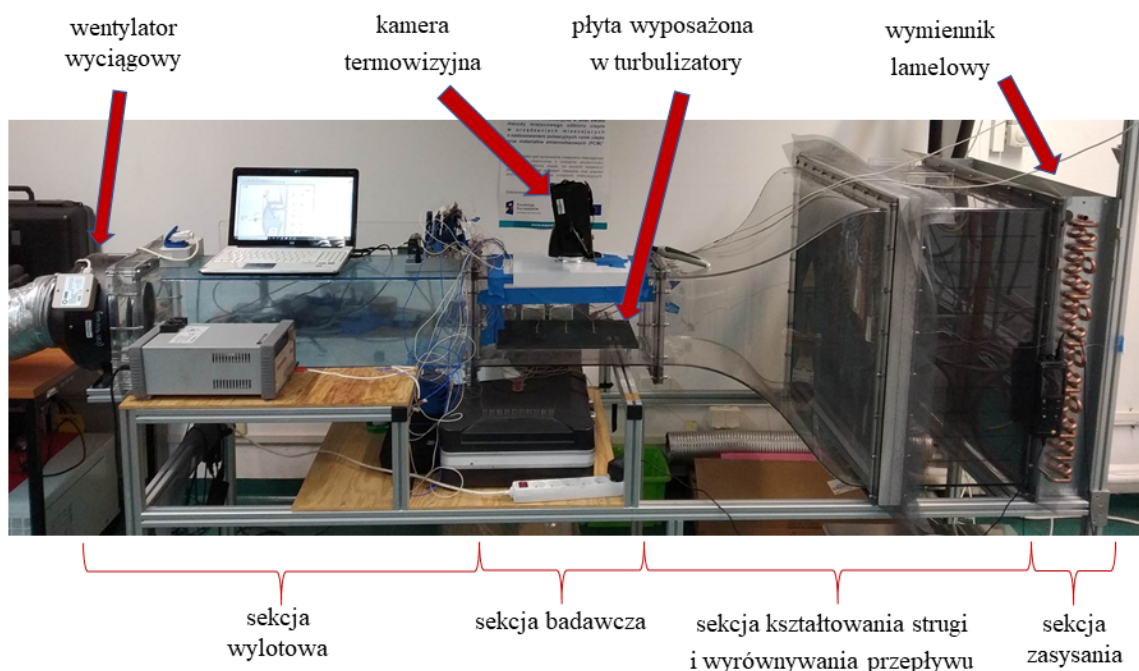
Rys. 3.5 Ustawienie turbulizatorów na płycie z oznaczeniem najważniejszych wymiarów.

Rozdział 4

Badania doświadczalne

4.1 Opis stanowiska badawczego

W celu przeprowadzenia badań dotyczących procesów ciepło - przepływowych przy ogrzewanej płycie wyposażonej w turbulizatory zaprojektowano oraz zbudowano stanowisko laboratoryjne o nazwie *Tunel powietrzny*. Stanowisko eksperymentalne zawierało następujące podzespoły: tunel powietrzny podłączony do chillera, płytę z zamontowanymi grzałkami, turbulizatory wydrukowane w technologii druku 3D oraz przyrządy kontrolno-pomiarowe wraz z niezbędnym oprogramowaniem. Na rys. 4.1 przedstawiono rzeczywisty wygląd tunelu z oznaczeniem najważniejszych elementów, które zostały opisane w kolejnych podrozdziałach.



Rys. 4.1 Zdjęcie stanowiska laboratoryjnego.

4.1.1 Tunel powietrzny

Budowa tunelu w głównej mierze została sfinansowana w ramach Projektu NCBiR nr POIR.04.01.04-00-0037/15 pt.: „Opracowanie innowacyjnej w skali świata metody miejscowego odbioru ciepła w urządzeniach mieszających z zastosowaniem pulsacyjnych rurek ciepła oraz materiałów zmiennofazowych (PCM)” [53, 54]. Zbudowany tunel powietrzny pozwalał na prowadzenie badań, dla których zachowany jest jednorodny profil prędkości i temperatury powietrza na wlocie do sekcji badawczej. Przepływ powietrza przez sekcje pomiarowe zapewniał wentylator wyciągowy, zamontowany za sekcją badawczą. Powietrze przepływało kolejno przez sekcje zasysania, kształtowania strugi i wyrównania przepływu, następnie przez sekcję badawczą oraz wylotową.

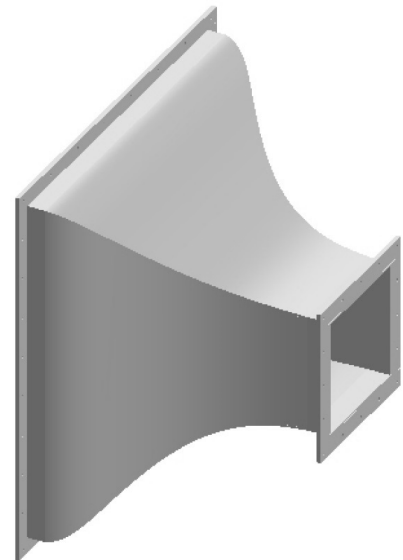
Sekcja zasysania

Sekcja zasysania strugi powietrza składała się z wymiennika ciepła wraz z instalacją chłodząco-grzewczą podłączoną do chillera o maksymalnej mocy chłodniczej 4 kW. W zależności od nastawy chillera, wymiennik ciepła mógł pracować w trybie chłodzenia lub grzania (od -10°C do 60°C) i przy maksymalnym ciśnieniu czynnika 3,5 bar. Lamelowy wymiennik ciepła został zaprojektowany tak, aby czynnikiem obiegowym mogła być woda, glikol lub mieszanina tych substancji. Gęsto ułożone lamele zwiększały powierzchnię wymiany ciepła, pozwalały na wstępną redukcję zawirusów oraz prostowanie strugi powietrza wprowadzanej do układu. Dzięki zastosowaniu wymiennika temperatura powietrza na wlocie do sekcji badawczej była sterowana w zakresie $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Sekcja kształtowania strugi i wyrównywania przepływu

Sekcja kształtowania strugi i wyrównywania przepływu składała się z komory wyrównującej strugę powietrza o długości 370 mm oraz dyszy Witoszyńskiego.

Komora wyrównująca strugę powietrza służyła do redukcji zawirusów w strudze powietrza, stabilizacji przepływu oraz wstępnego wyrównania profilu prędkości. W komorze znajdowały się cztery siatki o kwadratowym oczku (wymiary ok. $1,5\text{ mm} \times 1,5\text{ mm}$). Pierwsza siatka została zamocowana na wlocie do komory, natomiast kolejne trzy, w 30 mm odstępach, zamontowano pomiędzy komorą a dyszą Witoszyńskiego. Komora wyrównująca strugę powietrza została zaprojektowana zgodnie z normami: PN-EN ISO 5167-1:2005 oraz PN-EN ISO 5167-2:2005. Dyszę Witoszyńskiego zastosowano w celu uzyskania równomiernego, kwadratowego profilu prędkości na wlocie do sekcji badawczej. Dodatkową zaletą dyszy była znikoma grubość hydrodynamicznej warstwy przyściennej u jej



Rys. 4.2 Model 3D dyszy Witoszyńskiego.

wylotu [55]. Dysza Witoszyńskiego znalazła zastosowanie w wielu układach, gdzie niezbędne było uzyskanie jednorodnego rozkładu prędkości [56, 57, 58, 59, 60]. Element ten także był wykorzystywany do przyspieszenia strugi [61, 57, 62].

Profil dyszy Witoszyńskiego zaprojektowano w oparciu o wzór (4.1) [63]:

$$\frac{d}{d_{cr}} = \left(1 - \left[1 - \left(\frac{d_{cr}}{d_1} \right)^2 \right] \frac{(1 - \xi^2)^2}{(1 + 0,33\xi^2)^3} \right)^{-1} \quad (4.1)$$

gdzie: d_1 - średnica na wlocie do dyszy (największa) dla $x = 0$, d - średnica dyszy w wybranym przekroju dla odległości x ; d_{cr} - średnica krytyczna (najmniejsza, na wylocie z dyszy) dla której $x = l$; l - długość dyszy; ξ - współczynnik geometryczny

oraz:

$$\frac{d_{cr}}{d_1} = 0,416 \quad (4.2)$$

$$\xi = \frac{x}{l} \quad (4.3)$$

Podobne formuły przedstawiają autorzy w innych pracach [55, 64, 61].

W tabeli 4.1 zestawiono odległość ścianki dyszy od jej osi symetrii Y dla wybranych punktów wzdłuż przepływu strugi $X[mm]$. Dysza ma przekrój kwadratowy, co zaprezentowano na rys. 4.2.

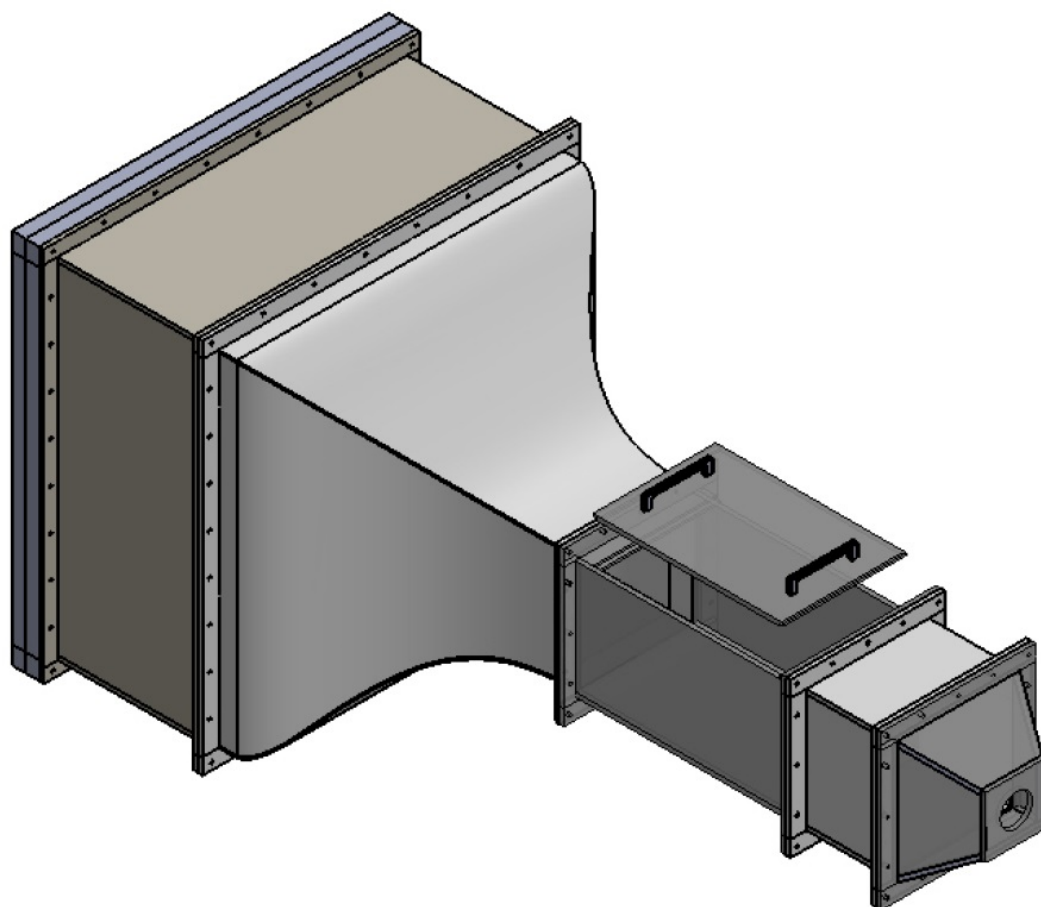
Tab. 4.1 Punkty odniesienia do wyznaczenia krzywizny dyszy.

$X[mm]$	0	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
$\pm Y[mm]$	375	375	352	299	244	200	169	149	136	129	125	125

Sekcja badawcza

Sekcja badawcza została zaprojektowana w taki sposób, aby możliwym było umieszczenie w niej różnego typu przedmiotów i wykonanie badań doświadczalnych. Długość robocza tego elementu wyniosła 400 mm (całkowita 520 mm), a przekrój wewnętrzny 250 mm \times 250 mm. Sekcja badawcza posiadała otwór umożliwiający szybki montaż i demontaż badanych elementów. Dla otworu przygotowano kilka pokryw, które dostosowywano do prowadzonych pomiarów. W celu wykonania badań profilu prędkości na wlocie do sekcji badawczej, w jednej z pokryw wywiercono otwory. Otwory pomiarowe wykonano zgodnie z normą PN – ISO 5221:1994 [65] a ich położenie przedstawiono na rys. A.1 w załączniku A. Średnica otworów odpowiadała średnicy zastosowanej sondy termo-anemometru i wyniosła 8 mm. Położenie pokrywy na stanowisku badawczym przedstawiono na rys. 4.3.

Wewnątrz sekcji badawczej umieszczono ogrzewaną płytę z zamontowanymi na niej turbulizatorami. Wyprofilowana przez dyszę Witoszyńskiego struga powietrza o zadanej temperaturze odbiera ciepło od płyty, a następnie trafia do sekcji wylotowej.



Rys. 4.3 Uproszczony model 3D tunelu powietrznego z wymienną pokrywą.

Sekcja wylotowa

Sekcja wylotowa składała się z kanału o długości 900 mm i przekroju 250 mm × 250 mm oraz reduktora służącego do podłączenia wentylatora pracującego w trybie ssania. Celem sekcji wylotowej było ograniczenie zaburzeń przepływu spowodowanych pracą wentylatora wyciągowego.

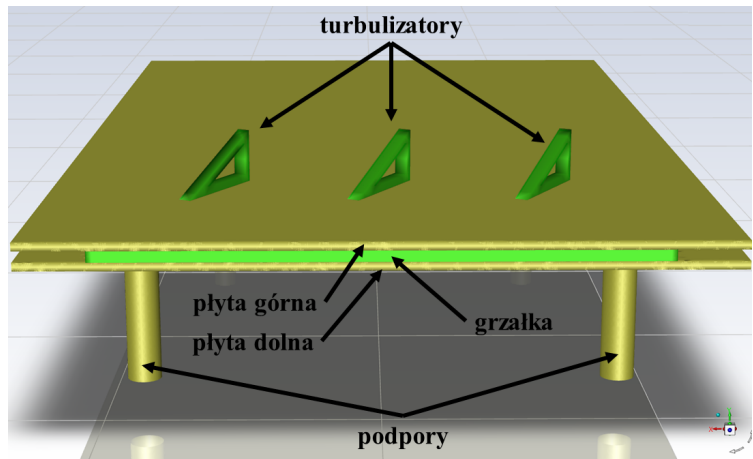
Wentylator wyciągowy

Stanowisko zostało wyposażone w wentylator wyciągowy o mocy nominalnej 150 W i przepływie maksymalnym 1000 m³/h. Średnica przyłączy do wentylatora wynosiła 200 mm. Moc wentylatora była ustawiana na trzech poziomach: 20 W, 85 W oraz 165 W za pomocą rezystorów, co wpływało na uzyskaną prędkość strugi powietrza w sekcji badawczej.

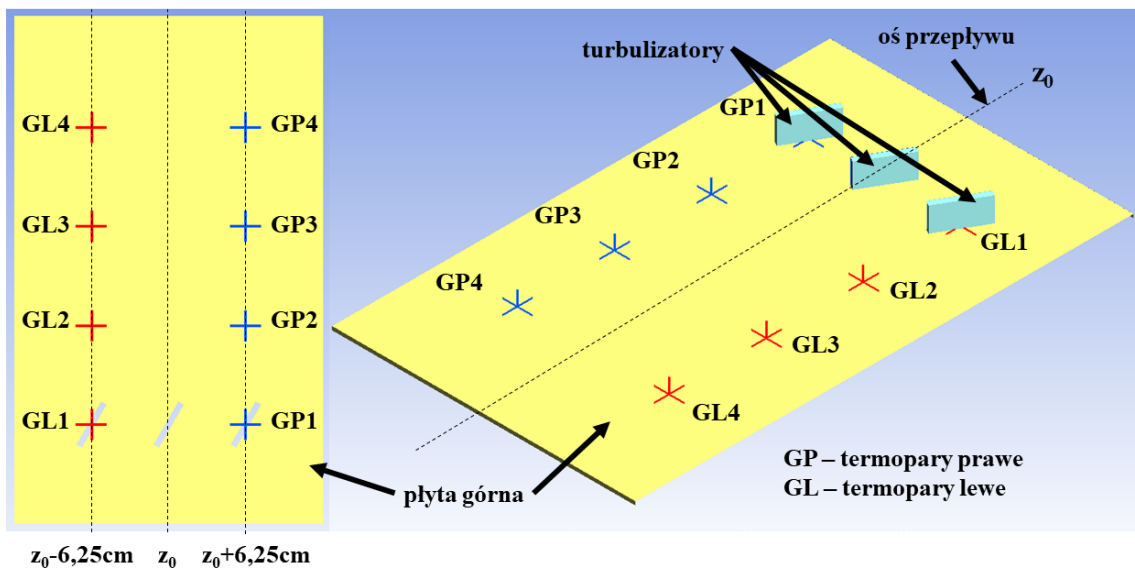
4.1.2 Grzałka

Głównym celem przeprowadzonych badań była analiza procesów ciepło-przepływowych zachodzących przy powierzchni płaskiej wyposażonej w turbulizatory. W tym celu wykonano specjalny zestaw składający się z: dwóch grzałek mikanitowych o mocach 1000 W i wymiarach 200 mm × 200 mm × 4 mm każda, dwóch stalowych płyt o wymiarach 410 mm × 250 mm × 3 mm każda oraz podpór. Płyty z grzałkami zamocowano na podporach, dzięki którym możliwy był symetryczny opływ powietrza po obu stronach analizowanej powierzchni, co zaprezentowano na rys. 4.4.

Dolna powierzchnia górnej płyty została wyposażona w specjalne otwory umożliwiające montaż termopar pomiarowych. Pierwszy rząd termopar umieszczono 80 mm ±1 mm od krawędzi natarcia płyty, natomiast kolejne rozmieszczone są co 80 mm ±1 mm względem siebie, w odległości 160 mm, 240 mm oraz 320 mm ±1 mm od krawędzi natarcia płyty. Termopary odsunięte są o 6,25 mm ±1 mm od osi przepływu strugi z_0 i 1 mm ±1 mm pod powierzchnią płyty stalowej. Lokalizację termopar wraz z symbolami zaprezentowano na 4.5.



Rys. 4.4 Wizualizacja stanowiska pomiarowego wyposażonego w elementy grzejne i turbulizatory.



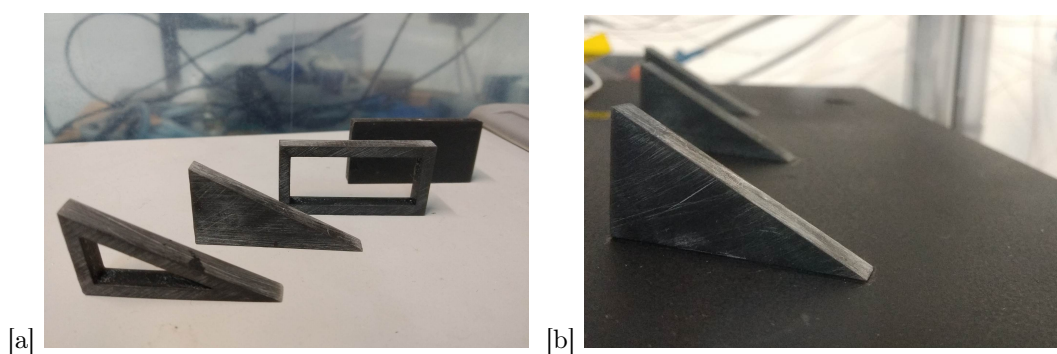
Rys. 4.5 Umiejscowienie termopar pomiarowych.

4.1.3 Turbulizatory

W celu uzyskania różnych kształtów turbulizatorów, wydrukowano je na drukarce 3D. Wykorzystanie drukarki 3D umożliwiło szybką produkcję oraz możliwość zmiany analizowanych kształtów w trakcie prowadzenia badań.

Do wydruku turbulizatorów zastosowano drukarkę Anycubic Photon S. o następującej specyfikacji:

- Technologia wydruku: 3D SLA bazująca na ekranie LCD
- Źródło światła: Zintegrowane światło UV (długość fali 405 nm)
- XY DPI: 47 um 2560 × 1440
- Dokładność osi Y: 1,25 um
- Rozdzielczość warstwy: 25 um ~ 100 um
- Szybkość druku: 20 mm/h
- Moc: 40 W
- Rozmiar drukarki: 230 mm × 200 mm × 400 mm
- Pole robocze: 115 mm × 65 mm × 165 mm
- Materiał druku: Żywica światłoczuła utwardzalna światłem o długości 405 nm
- Wyświetlacz: LCD 2K 5,2 Cala
- Łączność: Gniazdo USB, czytnik kart SD.



Rys. 4.6 Zdjęcie turbulizatorów: [a] po wydruku, [b] umieszczonych na płycie.

Turbulizatory zostały zaprojektowane za pomocą oprogramowania ANSYS SpaceClaim 2020 R2. Dobór oraz wymiary analizowanych geometrii przedstawiono w podrozdziale: *Wybór geometrii turbulizatorów*. Wydrukowane elementy zaprezentowano na rys. 4.6[a], natomiast na rys. 4.6[b] przedstawiono zdjęcie trzech turbulizatorów trójkątnych umieszczonych na płycie znajdującej się w sekcji badawczej.

4.1.4 Układ pomiarowy

Na stanowisku laboratoryjnym zastosowano następujące urządzenia pomiarowe: czujniki temperatur, przepływomierz ultradźwiękowy do pomiaru przepływu czynnika chłodniczego, higrometr do pomiaru parametrów powietrza na wlocie do tunelu, termo-anemometr do określenia profilu prędkości w wyznaczonych przekrojach poprzecznych sekcji badawczej. Poniżej szczegółowo opisano poszczególne przyrządy pomiarowe wraz z ich specyfikacjami technicznymi.

Pomiar temperatury

Przy pomiarze temperatury otoczenia oraz powietrza zasysanego do tunelu posługiwano się wielofunkcyjnym miernikiem do pomiaru temperatury, wilgotności i przepływu powietrza Testo 480 wraz z sondą wilgotności. Dokładność pomiaru temperatury otoczenia wynosiła $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$ dla temperatury otoczenia od $0,1^{\circ}\text{C}$ do 50°C .

Temperatura na wlocie i wylocie z sekcji badawczej, na wlocie i wylocie z chłodnicy oraz na stalowej płycie była mierzona termoparami typu T firmy Termo-Precyzja z dokładnością $\pm 0,5^{\circ}\text{C}$. Odczyt temperatury odbywał się za pomocą modułów National Instruments NI 9214 wraz z nakładką NI 9214 TB. Moduły były podłączone do kasety cDAQ9174 i obsługiwane przez dedykowany kod opracowany w środowisku LabView. Dodatkowo, temperatura powierzchni stalowej płyty była mierzona przy użyciu kamery termowizyjnej firmy Testo typ 890. Podczas pomiarów wykorzystano obiektyw $42^{\circ} \times 32^{\circ}$ o rozdzielczości geometrycznej 1,13 mrad. Zakres spektralny kamery wynosił od $7,5\ \mu\text{m}$ do $14\ \mu\text{m}$. Kamera pozwalała na przeprowadzanie pomiarów w zakresach: od -30°C do 100°C z dokładnością $\pm 2^{\circ}\text{C}$, $\pm 2\%$ mierzonej wartości. Czułość termiczna (NETD) kamery wynosi $< 40\ \text{mK}$, co oznacza, że przetwornik obrazu ma bardzo dobrą rozdzielczość pomiarową (dla przenośnych kamer termowizyjnych wartość ta wynosi od $40\ \text{mK}$ do $100\ \text{mK}$, dla kamer z chłodzonymi detektorami od $10\ \text{mK}$ do $20\ \text{mK}$).

Pomiar strumienia ciepła

W celu określenia ilości dostarczanego strumienia ciepła od grzałek do powierzchni płyty stalowej przeprowadzono pomiary przy użyciu trzech ciepłomierzy gSKIN - XM 26 9C (A-044336). Ciepłomierze umieszczono na powierzchni płyty górnej, w odległościach 11,5 cm, 20 cm oraz 28,5 cm $\pm 1\ \text{mm}$ od krawędzi natarcia płyty. Błąd względny ciepłomierza wynosi $\pm 3\%$. Ciepłomierz pozwala na wykonywanie pomiarów w temperaturze od -50°C do 150°C z dokładnością $0,14\ \text{W}/\text{m}^2$ dla rozdzielczości woltomierza $1\ \mu\text{V}$.

Pomiar prędkości

Pomiar prędkości został wykonany termiczną sondą prędkości przepływu podłączoną do wielofunkcyjnego miernika do pomiaru temperatury, wilgotności i przepływu powietrza Testo 480. Sonda, wyposażona w grzaną kulkę o średnicy 3 mm, zapewniała bezkierunkowy pomiar przepływu powietrza w zakresie od $0\ \text{m}/\text{s}$ do $10\ \text{m}/\text{s}$. Dokładność pomiaru urządzenia wynosiła $\pm(0,03\ \text{m}/\text{s} + 5\%)$.

mierzonej wartości). Sonda termiczna została zamocowana do specjalnie zbudowanego układu trawersującego umożliwiającego przesuwanie od dna do pokrywy górnej z dokładnością do 1 mm.

Pomiar ciśnienia

Pomiar ciśnienia absolutnego otoczenia był wykonywany przez wielofunkcyjny miernik do pomiaru temperatury, wilgotności i przepływu powietrza Testo 480 z dokładnością ± 3 hPa i rozdzielczością 0,1 hPa.

Pomiar wilgotności powietrza

Na wlocie do tunelu wykonywano pomiar wilgotności względnej powietrza za pomocą sondy wilgotności podłączonej do wielofunkcyjnego miernika do pomiaru temperatury, wilgotności i przepływu powietrza Testo 480. Dokładność pomiarów wynosiła $\pm 2\%$ RH dla zakresu 2,1%RH - 98%RH, natomiast rozdzielczość 0,1%RH. Na podstawie pomiarów wilgotności i ciśnienia, czujnik Testo 480 określał temperaturę punktu rosy z dokładnością $\pm 0,4^{\circ}\text{C}$ ($0,1^{\circ}\text{C}$ - 50°C) i rozdzielczością $0,1^{\circ}\text{C}$. Określenie temperatury punktu rosy pozwalało zapobiec skropleniu się wody z powietrza w chłodnicy.

Pomiar przepływu czynnika chłodniczego

Stabilne warunki temperatury wlotowej do sekcji badawczej zapewnione były poprzez sterowanie temperaturą i przepływem czynnika obiegowego w chłodnicy. Pomiar przepływu czynnika chłodzącego dokonywany był przez przepływomierz ultradźwiękowy Flowmax FM44i D10-A-A-A-2-E-D charakteryzujący się następującymi danymi technicznymi:

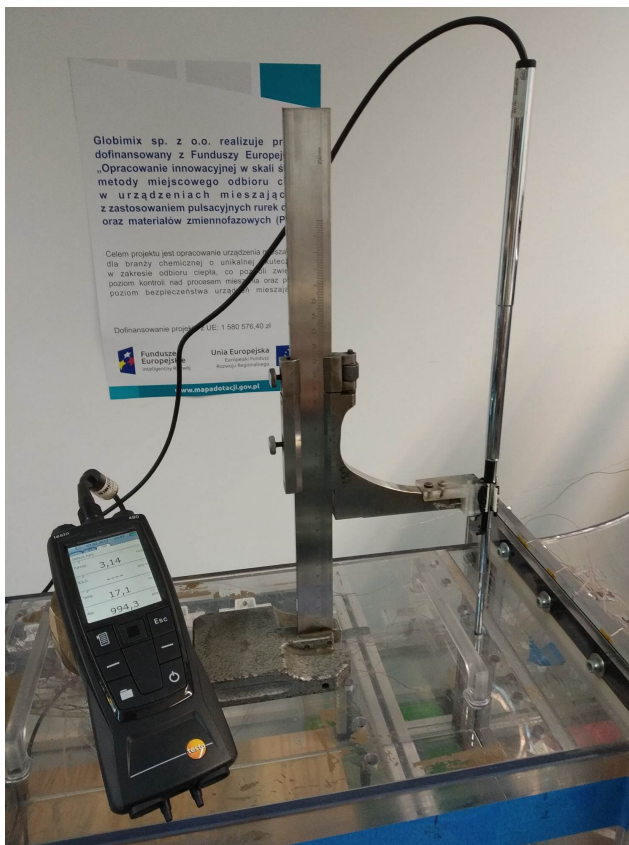
- Średnica DN10
- Zakres pomiarowy: 0,31/min - 211/min
- Maksymalne ciśnienie 16 bar
- Wymiary: 150 mm × 85 mm × 90 mm
- Waga: 350 g
- Stopień ochrony IP67
- Wyświetlacz LCD i klawiatura
- Wyjście analogowe 4-20 mA + Impulsowe
- 8 punktowa kalibracja - dokładności 1% f.s.
- Zasilanie 24 VDC / 3,6W
- Złącze M12x1, 5 pinów.

4.2 Procedura przeprowadzenia badań doświadczalnych

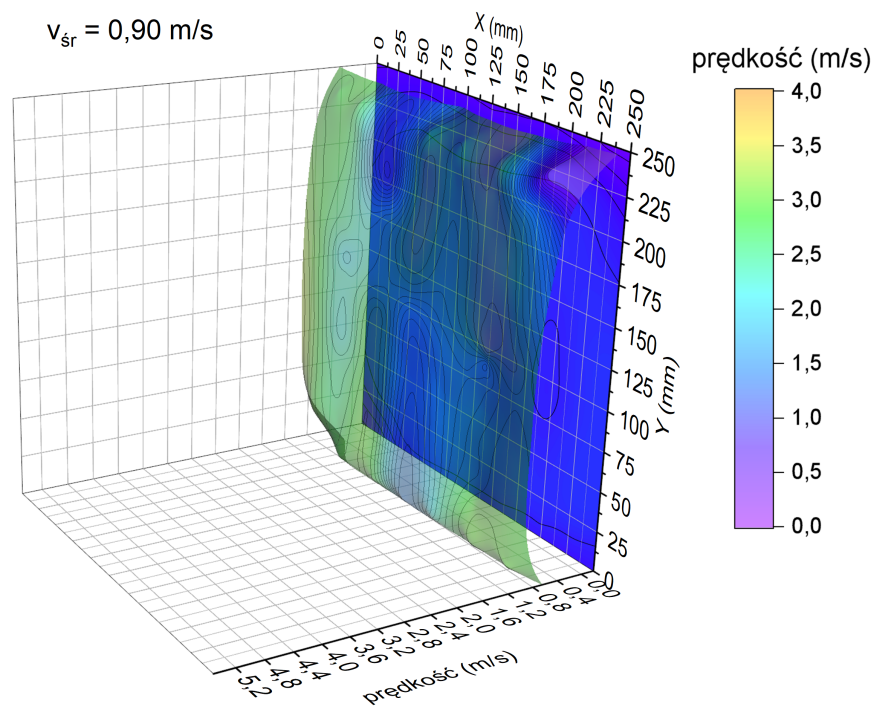
4.2.1 Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej

W celu sprawdzenia poprawnego zaprojektowania i montażu dyszy Witoszyńskiego, przeprowadzono pomiary profilu prędkości na wlocie i na wylocie z sekcji badawczej dla minimalnej i maksymalnej mocy wentylatora: 20 W oraz 165 W. Pomiaru dokonano termiczną sondą prędkości przepływu firmy Testo zamocowaną na układzie trawersującym, przedstawionym na rys. 4.7.

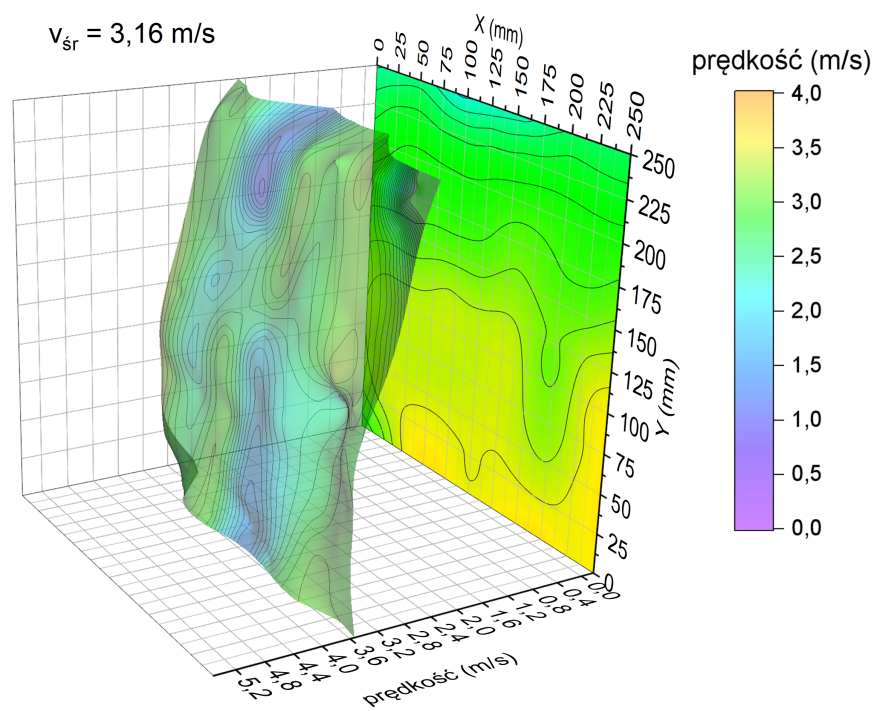
W pokrywie sekcji badawczej wykonano otwory umożliwiające wprowadzenie sondy do tunelu i dokonanie pomiarów co 20 mm z dokładnością do 1 mm. Dla każdego punktu pomiarowego wykonano trzy pomiary prędkości, które później uśredniono. Wyniki pomiarów prędkości na wlocie do sekcji badawczej zaprezentowano na wykresach 3D przedstawionych na rys. 4.8 oraz rys. 4.9. Dla każdego pomiaru wyliczono średnią prędkość w przekroju. Maksymalna odchyłka od wartości średniej dla przepływu 0,9 m/s wyniosła 7,36 %, natomiast dla przepływu 3,16 m/s było to 5,19 %. Przedstawione wyniki pomiarów profilu prędkości wskazywały na jednorodny i zbliżony do kwadratowego charakter przepływu strugi na wlocie do sekcji badawczej. Na podstawie otrzymanych prędkości stwierdzono, że w obu przypadkach w kanale występuje przepływ turbulentny ($Re_{0,9} = 18\ 030$, $Re_{3,16} = 63\ 305$).



Rys. 4.7 Układ trawersujący z zamontowanym termooanemometrem do pomiaru prędkości strugi w sekcji badawczej.



Rys. 4.8 Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej dla minimalnej mocy wentylatora: 20 W.



Rys. 4.9 Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej dla maksymalnej mocy wentylatora: 165 W

4.2.2 Warstwa przyścienna

Zgodnie z teorią Prandtla przepływ przy powierzchni składa się z dwóch części: warstwy przyściennej, gdzie duże znaczenie ma lepkość, oraz rdzenia, który można traktować jako płyn idealny. Grubość warstwy przyściennej wpływa na wymianę ciepła pomiędzy ogrzewaną powierzchnią a omywającym ją czynnikiem. W celu określenia grubości warstwy przyściennej dla analizowanych wartości prędkości przeprowadzono obliczenia numeryczne oraz analityczne.

Obliczenia numeryczne hydraulicznej warstwy przyściennej dla przepływu izotermicznego

Wysokość warstwy przyściennej oraz rozkład prędkości przy analizowanej powierzchni przeprowadzono za pomocą aplikacji Boundary Layer App opracowanej przez Ye Cheng w środowisku Matlab [66]. W aplikacji zastosowano poniższe równania, równanie ciągłości:

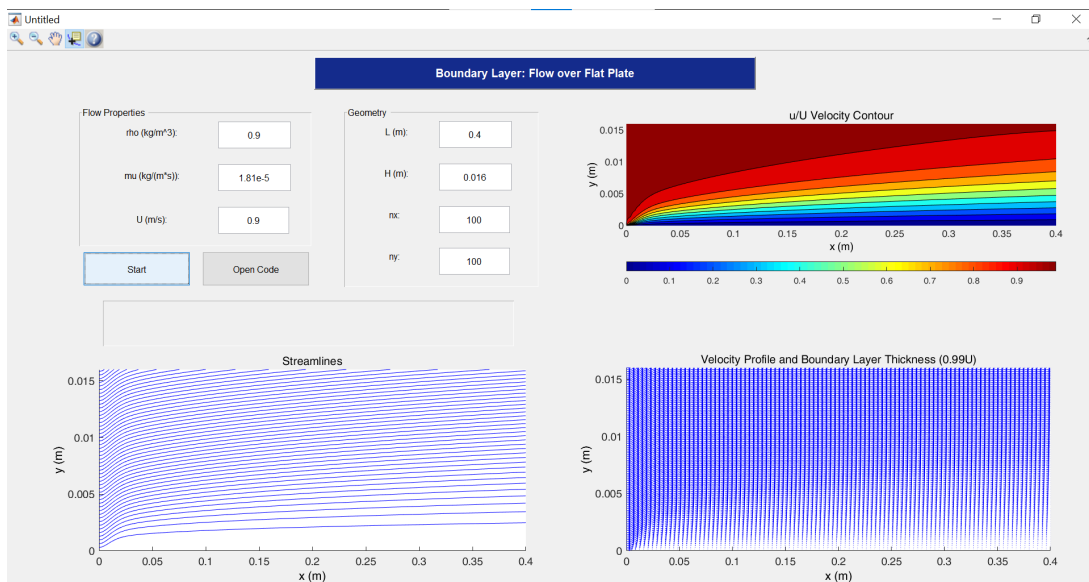
$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (4.4)$$

oraz równanie opisujące zasadę zachowania pędu:

$$u \frac{\partial v_x}{\partial x} + v \frac{\partial v_y}{\partial y} = -\frac{dp}{\rho dx} + \nu \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} \quad (4.5)$$

Przyjęto następujące warunki brzegowe i założenia obliczeniowe:

- Na początku płyty, gdzie $x = 0$: $u_x = u_\infty$, $u_y = 0$
- Na styku pomiędzy płytą, a płynem, gdzie $y = 0$: $u_x = 0$, $u_y = 0$
- Rdzeń przepływu, gdzie $y = H$: $u_x = u_\infty$
- Przejście pomiędzy warstwą przyścienną, a rdzeniem przepływu zachodzi gdy: $u_x = 0,99u_\infty$



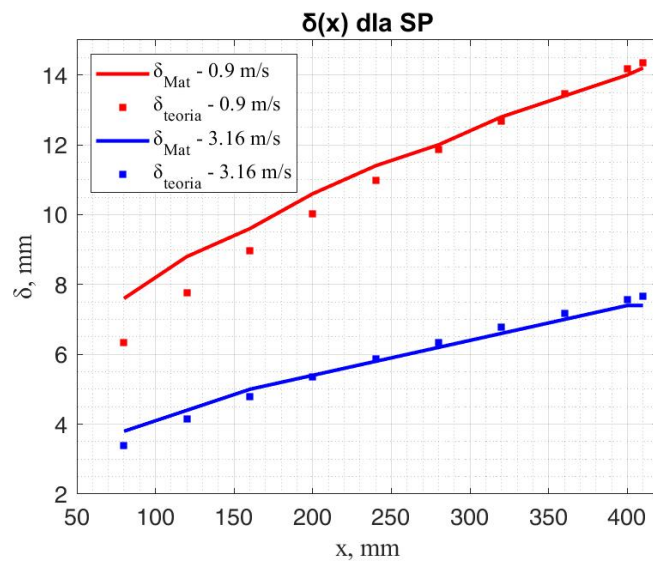
Rys. 4.10 Widok aplikacji w programie MatLab do obliczania grubości warstwy przyściennej oraz prędkości w poszczególnych punktach warstwy przyściennej.

Interfejs aplikacji przedstawiono na rys. 4.10, natomiast w tabeli 4.2 zestawiono dane wejściowe do analiz.

Tab. 4.2 Parametry wejściowe do Aplikacji MatLab Boundary Layer

Parametr	Symbol	Jednostka	MatLab1	MatLab2
prędkość wlotowa	u_∞	m/s	0,9	3,16
gęstość płynu	ρ	kg/m^3	1,205	1,205
dynamiczny wsp. lepkości	μ	$kg/(ms)$	$1,81 \cdot 10^{-5}$	$1,81 \cdot 10^{-5}$
długość płyty	L	m	0,41	0,41
wysokość nad płytą	H	m	0,02	0,02
ilość węzłów	nx	-	42	42
ilość węzłów	ny	-	101	101

Na rys. 4.11 zaprezentowano zmianę grubości warstwy przyściennej obliczoną przy pomocy Boundary Layer App oraz ze wzoru (2.2) przedstawionego w rozdziale *Wprowadzenie do zagadnienia*. Dzięki przeprowadzonym analizom numerycznym warstwy przyściennej możliwym było oszacowanie grubości warstwy przyściennej w miejscu mocowania turbulizatorów, a także porównanie wyników analiz numerycznych 3D z analizami 2D. Dla prędkości 0,9 m/s grubość warstwy przyściennej w miejscu mocowania turbulizatora wynosiła około 7 mm, natomiast dla prędkości strugi równej 3,16 m/s około 3,6 mm. W ramach prowadzonych analiz określono, że na całej długości płyty występuje laminarna warstwa przyścienna dla obu analizowanych prędkości strugi: 0,9 m/s ($Re_{0,41} = 24\ 501$) oraz 3,16 m/s ($Re_{0,41} = 86\ 029$).



Rys. 4.11 Wykres zmiany grubości warstwy przyściennej wzdłuż płyty dla dwóch prędkości strugi: 0,9 m/s oraz 3,16 m/s.

4.2.3 Bilans cieplny płyty

Ilość ciepła przekazywana od płyty do omywającego powietrza zależy od ilości ciepła dostarczonego przez grzałki. Bilans cieplny płyty można opisać za pomocą wzoru:

$$\dot{Q}_{grz} = \dot{Q}_p + \dot{Q}_r + \dot{Q}_k \quad (4.6)$$

gdzie: \dot{Q}_{grz} to ilość ciepła dostarczonego przez grzałki; \dot{Q}_p - straty ciepła przez przewodzenie, W; \dot{Q}_r - straty ciepła przez promieniowanie, W; \dot{Q}_k - straty ciepła przez konwekcję, W.

Ilość ciepła dostarczanego przez grzałki na powierzchnię styku płyta - powietrze została oszacowana na podstawie przeprowadzonych pomiarów ciepłomierzami. W tabeli 4.3 zestawiono uśrednione wartości ciepła dostarczonego przez grzałki obliczonego ze wzoru (4.7) wraz z ilością ciepła otrzymanego z przeprowadzonych pomiarów ciepłomierzami.

$$\dot{Q}_{grz} = U_{grz} \cdot I_{grz} \quad (4.7)$$

W celu określenia ilości ciepła oddawanego do powietrza obliczono straty ciepła przez promieniowanie:

$$\dot{Q}_r = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (4.8)$$

Ilość ciepła dostarczonego od powierzchni płyty do omywającego powietrza oszacowano ze wzoru:

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_c - \dot{Q}_r \quad (4.9)$$

Tab. 4.3 Bilans cieplny powierzchni płyty

Parametr	Symbol	Jednostka	u=0,9 m/s	u=3,16 m/s
Moc grzałki	\dot{Q}_g	W	99,92	99,85
Strumień mocy grzałki	\dot{q}_g	W/m ²	974,84	974,11
Moc ciepłomierza	\dot{Q}_c	W	95,83	96,54
Strumień mocy ciepłomierza	\dot{q}_c	W/m ²	934,95	941,82
Straty radiacji	\dot{q}_r	W/m ²	634,33	497,28
Strumień ciepła przekazany do powietrza	\dot{q}_k	W/m ²	300,62	444,54

Tak jak zaprezentowano to w tabeli 4.3, średnia moc grzałki wyniosła 99,92 W dla prędkości przepływu strugi 0,9 m/s oraz 99,85 W dla 3,16 m/s. Pomiar ciepłomierzami wykazały, że średnio 95,83 W oraz 96,54 W zostało przekazane na powierzchnię styku płyta - powietrze, co oznaczało 4% oraz 3,3% straty przewodzenia ciepła pomiędzy grzałkami a powierzchnią zewnętrzną płyty. Radiacyjne straty ciepła oszacowano za pomocą średnich temperatur płyty w stanie ustalonym i wyniosły one 634,33 W/m² dla 0,9 m/s oraz 497,28 W/m² dla 3,16 m/s, co stanowiło 67,85% oraz 52,79% energii dostarczonej do powierzchni płyty.

Obliczony średni strumień ciepła przekazany do powietrza ($300,62 \text{ W/m}^2$ dla $0,9 \text{ m/s}$ oraz $444,54 \text{ W/m}^2$ dla $3,16 \text{ m/s}$) został wykorzystany podczas wyliczania bezwymiarowej liczby Stanton oraz jako warunek brzegowy w modelu numerycznym. Uwzględnienie strat radiacji podczas szacowania strumienia ciepła przekazywanego od płyty do powietrza, pozwoliło na pominięcie analizy procesów radiacyjnych w trakcie modelowania numerycznego. Dzięki temu możliwym było uproszczenie modelu oraz przyspieszenie obliczeń.

4.3 Pomiary kamerą termowizyjną

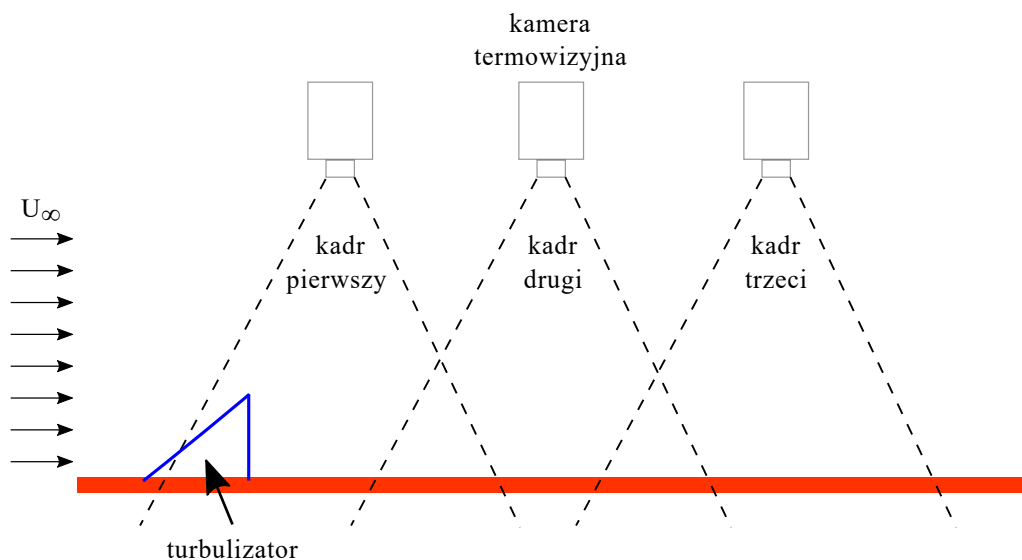
Jedną z metod pomiarowych, zastosowanych w trakcie analizy procesów zachodzących na ogrzewanej płycie wyposażonej w turbulizatory, było wyznaczenie temperatury powierzchni płyty za pomocą kamery termowizyjnej. W celu uzyskania jak najdokładniejszych wyników, niezbędne było określenie emisyjności analizowanej powierzchni, temperatury otoczenia, wilgotności, temperatury odbitego promieniowania podczerwonego, odległości kamery termowizyjnej od badanego obiektu oraz obszaru analizowanego obrazu.

4.3.1 Analiza temperatury płyty za pomocą kamery termowizyjnej

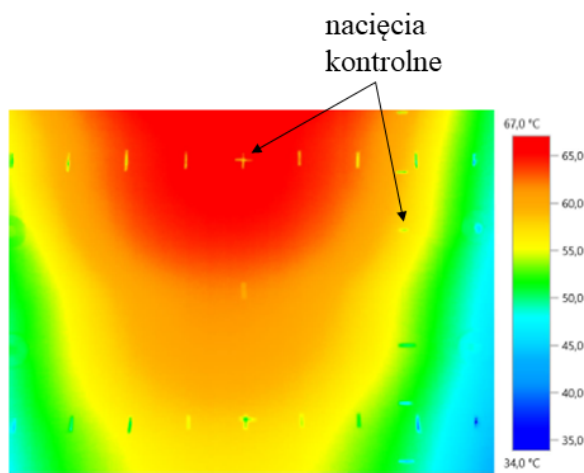
Do wykonania zdjęć termowizyjnych posłużono się kamerą termowizyjną Testo 890. Obiektyw kamery pozwalał na wykonanie analizy na obszarze około $12 \text{ cm} \times 16 \text{ cm}$, co nie pokrywało się z wymiarami analizowanej płyty. W celu otrzymania obrazu całej płyty, kamera została przymocowana do układu trawersującego pozwalającego na jej przesuwanie wzdłuż osi płyty, co przedstawiono na rys. 4.12. Aby uzyskać obraz termowizyjny całej płyty, podczas pomiarów nagrywano film. Kamera była przesuwana równolegle do płyty i zatrzymywana dla trzech wybranych kadrów, tak jak zaprezentowano to na rys. 4.13. Do późniejszej obróbki zdjęć termowizyjnych wybrano oprogramowanie IRSoft firmy testo. Przed analizą zdjęć należało wprowadzić odpowiednie parametry, takie jak: emisyjność, RTC, wilgotność czy temperatura otoczenia. Następnie możliwym było bezpośrednie odczytanie uzyskanych temperatur ze zdjęcia lub eksport wyników do pliku i dalsza obróbka w programie Excel.



Rys. 4.12 Kamera termowizyjna nad sekcją badawczą.



Rys. 4.13 Wizualizacja ustawień kamery

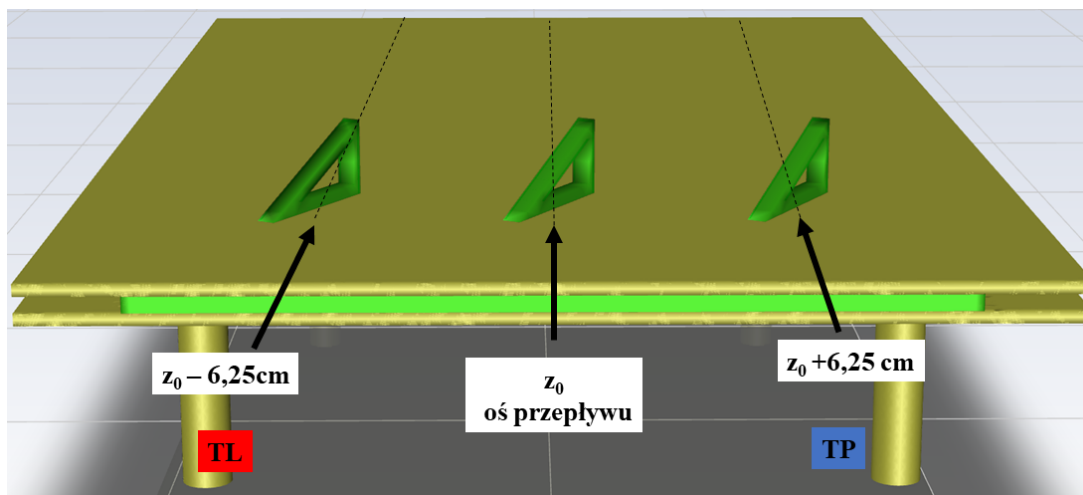


Rys. 4.14 Nacięcia kontrolne na płycie

Na powierzchni górnej płyty wykonano nacięcia kontrolne, które określały punkty odniesienia niezbędne do późniejszej obróbki otrzymanych wyników. Na rys. 4.14 zaprezentowano nacięcia widoczne na zdjęciu termowizyjnym dla drugiego kadru kamery. Za pomocą programu napisanego w środowisku Matlab, w jeden plik scalono wartości temperatur odczytane dla trzech pozycji kamery.

W trakcie późniejszej obróbki zdjęć termowizyjnych, wzdłuż płyty poprowadzono „osie temperaturowe”, które zaprezentowano na rys. 4.15. Symbolem z_0 oznaczono linię przebiegającą przez środek płyty (oś przepływu

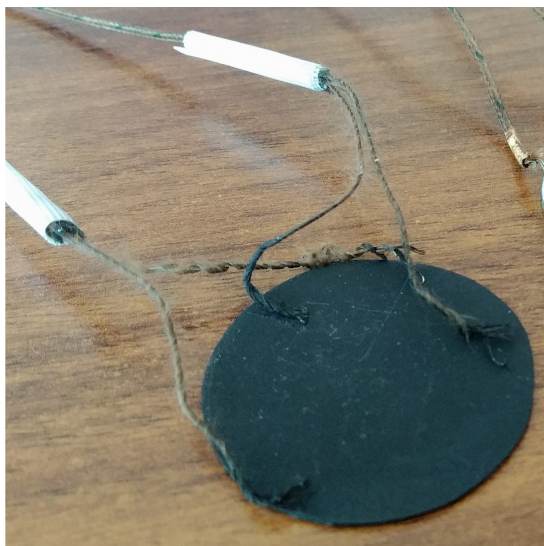
strugi). Symbolem $z_0 + 6,25$ określono linię biegnącą w odległości 6,25 cm na prawo od środka płyty, która pokrywała się z pozycjami termopar umieszczonych po prawej stronie płyty. Natomiast symbolem $z_0 - 6,25$ oznaczono linię biegnącą w odległości 6,25 cm na lewo od środka płyty, która pokrywała się z pozycjami termopar umieszczonych po lewej stronie płyty. Umieszczenie termopar przedstawiono na rys. 4.5 w rozdziale *Badania doświadczalne*. Dla opisanych „osi temperaturowych” wyznaczono wartości temperatur stosowanych w dalszych analizach.



Rys. 4.15 Wizualizacja „linii temperaturowych”, służących do obróbki zdjęć termowizyjnych.

4.3.2 Emisyjność analizowanej powierzchni

Emisyjność jest parametrem określającym zdolność ciała do emisji promieniowania cieplnego i zależy od: temperatury, rodzaju i stanu analizowanej powierzchni oraz kierunku emisji [67, 68, 69]. W celu przeprowadzenia poprawnych pomiarów kamerą termowizyjną wykonano badania emisyjności farby, którą pomalowano powierzchnię górnej płyty. Była to termoodporna emalia Maxi Color Hitzefest w sprayu: MAXI Special, kolor: czarny mat. Zastosowana farba pozwala na pracę elementów w temperaturze 800 °C oraz w warunkach atmosferycznych (na zewnątrz).



Rys. 4.16 Próbkę metalu pokryta farbą.

W ramach przeprowadzonych badań przygotowano stalową próbkę o średnicy 25 mm (rys. 4.16), którą pomalowano tą samą farbą, co powierzchnię górnej płyty stanowiska eksperymentalnego. Do krawędzi próbki zamocowano termopary typu K, o dokładności $\pm 1,5$ °C. Dzięki zastosowaniu „prawa trzeciego metalu” określano uśrednioną temperaturę próbki.

Przy pomiarach emisyjności wykorzystano piece kalibracyjne: Fluke 9133 [70] dla temperatury próbki 20 °C oraz Raytek RAYBB4000V2 (numer seryjny: 90760001) dla temperatury próbki co najmniej 40 °C. Piece kalibracyjne równomiernie ogrzewały analizowaną próbkę, co potwierdziły wykonane zdjęcia termowizyjne.

Do odczytu temperatury za pomocą termopar zastosowano: kalibrator Ametek Jofra ATC-155B, służący jako zerostat dla temperatury odniesienia zimnych końców, oraz multimetr Keithley 3706A, na którym odczytywano wskazania temperatury.

Pomiary emisyjności wykonano kamerą termowizyjną TESTO 890 [71] dla zakresu długości fal od 7,5 μm do 14 μm , oraz pirometrem TESTO 845 [72] dla zakresu długości fal od 8 μm do 14 μm . Współczynnik emisyjności wyznaczono poprzez zdefiniowanie współczynnika emisyjności na pirometrze oraz kamerze termowizyjnej w taki sposób, aby temperatury wskazywane przez pirometr oraz kamerę termowizyjną były równe temperaturze wzorcowej odczytanej z termopary.

Wyniki z przeprowadzonych badań zestawiono w Tab. 4.4. Według danych literaturowych powierzchnie malowane na czarno charakteryzuje emisyjność w zakresie od 0,94 do 1 [73, 74, 75]. Jedynie specjalistyczna farba 3M, black velvet coating 9560 series optical black, stosowana w technologiach kosmicznych, posiada emisyjność 1. Zmiany emisyjności metalu pomalowanego na czarno w zależności od temperatury były nieznaczne ($\pm 2\%$) i pokrywały się z uśrednionymi danymi literaturowymi.

Tab. 4.4 Emisyjność farby MAXI SPECIAL w zależności od temperatury analizowanej powierzchni.

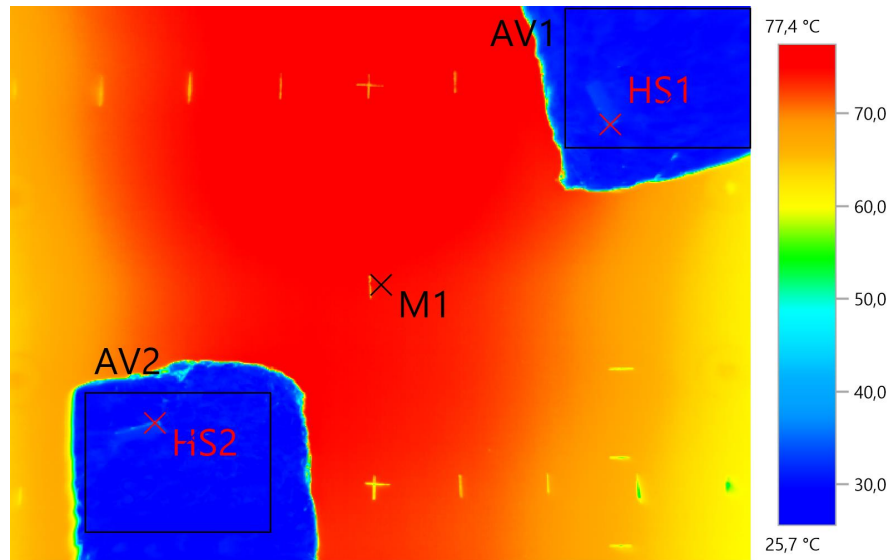
Temperatura	Emisyjność farby MAXI SPECIAL
20 °C	0,95 - 0,97
60 °C	0,97 - 0,98
100 °C	0,97 - 0,98
140 °C	0,96 - 0,97
180 °C	0,97
220 °C	0,97
260 °C	0,95

W niniejszej dysertacji przyjęto, że emisyjność powierzchni płyty wynosiła $\varepsilon = 0,97$.

4.3.3 Temperatura odbitego promieniowania podczerwonego

Każdy obiekt mający temperaturę wyższą od zera absolutnego (0K) emituje oraz odbija promieniowanie cieplne, zaburzając tym samym wyniki pomiarów termowizyjnych. W celu skompensowania ilości ciepła docierającego z otoczenia do badanego obiektu, określa się temperaturę odbitego promieniowania podczerwonego - RTC. Po wprowadzeniu wartości temperatury RTC w ustawieniach kamery termowizyjnej następuje automatyczna korekta wyników.

Temperaturę RTC wyznaczono za pomocą dwóch radiatorów Lamberta. W analizowanym przypadku zastosowano dwa kawałki pogniecionej, a następnie rozprostowanej folii aluminiowej o wymiarach 5 cm \times 7 cm, które umieszczono na powierzchni płyty. Po ustawieniu w kamerze termowizyjnej emisyjności $\varepsilon = 1$, rozpoczęto ogrzewanie płyty od temperatury otoczenia do temperatury ok. 75 °C. Dla określonych temperatur czujnika temperatury powierzchni płyty, sczytywano średnią temperaturę folii aluminiowej, która odpowiadała temperaturze RTC. Na rys. 4.17 zaprezentowano zdjęcie z kamery termowizyjnej przedstawiające radiatory Lamberta umieszczone na rozgrzanej powierzchni płyty.



Rys. 4.17 Zdjęcie termowizyjne radiatorów Lamberta, z zaznaczonymi obszarami do obliczeń średniej temperatury odbitego promieniowania podczerwonego.

Wyniki z przeprowadzonych analiz zestawiono w tabeli B.1 (załącznik: *Temperatura odbitego promieniowania podczerwonego*), gdzie zapisano maksymalną i minimalną temperaturę odczytaną z radiatora oraz średnią temperaturę z powierzchni. Na podstawie średnich wartości temperatur oszacowano temperaturę odbitego promieniowania podczerwonego. Otrzymane wyniki aproksymowano funkcją kwadratową:

$$T_{RTC} = 0,0029T_s^2 - 0,0156T_s + 20,408 \quad (4.10)$$

Za pomocą funkcji aproksymującej, w trakcie pomiarów określano temperaturę odbitego promieniowania podczerwonego (RTC) w zależności od temperatury płyty.

4.4 Metodologia prowadzenia pomiarów

4.4.1 Procedury na stanowisku badawczym

W celu zapewnienia powtarzalności przeprowadzanych badań eksperymentalnych, ustalono kolejność wykonywanych działań w trakcie każdej kampanii pomiarowej:

1. Uruchomienie klimatyzatora zapewniającego stabilną temperaturę w laboratorium ($20^{\circ}\text{C} \pm 2^{\circ}\text{C}$) oraz chillera z temperaturą obiegową czynnika wynoszącą $15^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$.
2. Uruchomienie aparatury kontrolno - pomiarowej (komputer, oprogramowanie LabView, moduły National Instruments, zasilacz, kamera termowizyjna) oraz sprawdzenie czy wszystkie elementy instalacji są podłączone i działają poprawnie. Ustawienie kamery termowizyjnej w pozycji odpowiadającej kadrowi pierwszemu (patrz rys. 4.13).
3. Sprawdzenie czy wentylator wyciągowy jest wyłączony.
4. Zadanie napięcia wyjściowego na zasilaczu ($41,597\text{ V}$, $2,401\text{ A}$) i uruchomienie grzałek przy wyłączonym wentylatorze.
5. Osiągnięcie ustalonych temperatur na powierzchni płyty ($70 \pm 0,1^{\circ}\text{C}$).
6. Ustawienie kamery termowizyjnej w tryb nagrywania.
7. Uruchomienie wentylatora wyciągowego dla wybranej prędkości przepływu powietrza w tunelu.
8. Osiągnięcie ustabilizowanych temperatur na płycie (stan ustalony). Zmiany temperatury w czasie na płycie nie mogą być większe niż $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$.
9. Wykonanie ujęć kamerą termowizyjną dla stanu ustalonego dla trzech pozycji kamery termowizyjnej (patrz rys. 4.13).

Analizie poddano następujące przypadki geometryczne:

- SP: płyta bez turbulizatorów
- P: płyta wyposażona w 3 turbulizatory o kształcie prostokątnym
- PP: płyta wyposażona w 3 turbulizatory o kształcie prostokątnym z otworem
- T: płyta wyposażona w 3 turbulizatory o kształcie trójkątnym
- TP: płyta wyposażona w 3 turbulizatory o kształcie trójkątnym z otworem

Dla każdej geometrii przeprowadzono badania dla dwóch prędkości powietrza w sekcji badawczej: $0,90\text{ m/s}$ oraz $3,16\text{ m/s}$.

4.4.2 Temperatura otoczenia i wilgotność

Temperatura otoczenia oraz wilgotność powietrza były mierzone na wlocie do tunelu. Zestawienie uśrednionych wartości parametrów otoczenia w zależności od przypadku przedstawiono w tab. 4.5.

Tab. 4.5 Parametry otoczenia dla stanu ustalonego.

Geometria	u_∞	t_{kl}	t_{ch}	U_{grz}	I_{grz}	ϕ	t_{ot}	t_d	p_{ot}
	m/s	°C	°C	V	A	%	°C	°C	hPa
SP	0,90	20,00	15,00	41,599	2,402	15,50	19,40	-6,70	1028,80
	3,16	20,00	15,00	41,599	2,401	15,10	19,00	-7,20	1029,10
P	0,90	20,00	15,00	41,599	2,402	15,30	19,20	-7,00	1029,80
	3,16	20,00	15,00	41,599	2,398	14,90	19,20	-7,10	1029,00
PP	0,90	20,00	14,90	41,599	2,403	15,70	19,20	-6,70	1028,70
	3,16	20,00	15,10	41,599	2,401	15,90	18,90	-6,70	1028,70
T	0,90	20,00	15,20	41,599	2,402	19,40	18,80	-4,90	1026,90
	3,16	20,00	15,20	41,599	2,401	17,80	18,60	-5,70	1025,50
TP	0,90	20,00	14,80	41,599	2,401	17,50	18,80	-5,60	1025,50
	3,16	20,00	15,20	41,599	2,400	16,70	18,70	-6,10	1024,90

4.4.3 Dokładność oraz niepewność pomiarowa

Otrzymane na drodze przeprowadzonych badań eksperymentalnych pomiary temperatury, strumienia ciepła czy prędkości strugi posłużyły do analizy bezwymiarowej i wymagały obliczeń błędu względnego. W rozdziale *Układ pomiarowy* opisano poszczególne urządzenia pomiarowe wraz z deklarowanymi przez producenta zakresami błędów. Wartość błędu względnego zależała od uzyskanych wyników pomiarowych i analizowanego przypadku. W tabeli 4.6 zestawiono maksymalne wartości błędów związanych z przeprowadzonymi badaniami.

Błąd względny dla różnicy temperatur obliczono ze wzoru [76]:

$$\frac{\delta(\Delta T)}{\Delta T} = \frac{\sqrt{(\delta T_s)^2 + (\delta T_f)^2}}{\Delta T}$$

natomiast błąd względny dla pozostałych parametrów wyliczono ze wzoru [76]:

$$\delta = \frac{\delta(W)}{W} \cdot 100\%$$

gdzie: $\delta(W)$ - błąd bezwzględny wartości mierzonej, W - wartość mierzona.

Tab. 4.6 Maksymalne błędy względne i bezwzględne dla zmierzonych parametrów pomiarowych

Zmierzony parametr	Symbol	Błąd bezwzględny	Błąd względny
Gęstość strumienia ciepła	$\delta\dot{q}$	$\pm 0,14 \text{ W/m}^2$	3%
Temp. termopary	δT	$\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$	0,77%
Temp. kamera	δT	$\pm 3,24 \text{ }^\circ\text{C}$	5,23 %
Różnica temp. termopary	$\delta(\Delta T)$	$\pm 0,71 \text{ }^\circ\text{C}$	1,44 %
Różnica temp. kamera	$\delta(\Delta T)$	$\pm 4,58 \text{ }^\circ\text{C}$	9,96 %
Prędkość strugi	δu_∞	$\pm 0,19 \text{ m/s}$	8,33 %

4.5 Analiza wyników doświadczalnych

W trakcie prowadzenia badań doświadczalnych wyniki z poszczególnych czujników odczytywano za pomocą modułów National Instruments obsługiwanych przez program opracowany w środowisku LabView. Następnie zebrane dane zostały przeanalizowane i zaprezentowane z wykorzystaniem skryptów napisanych w środowisku MATLAB.

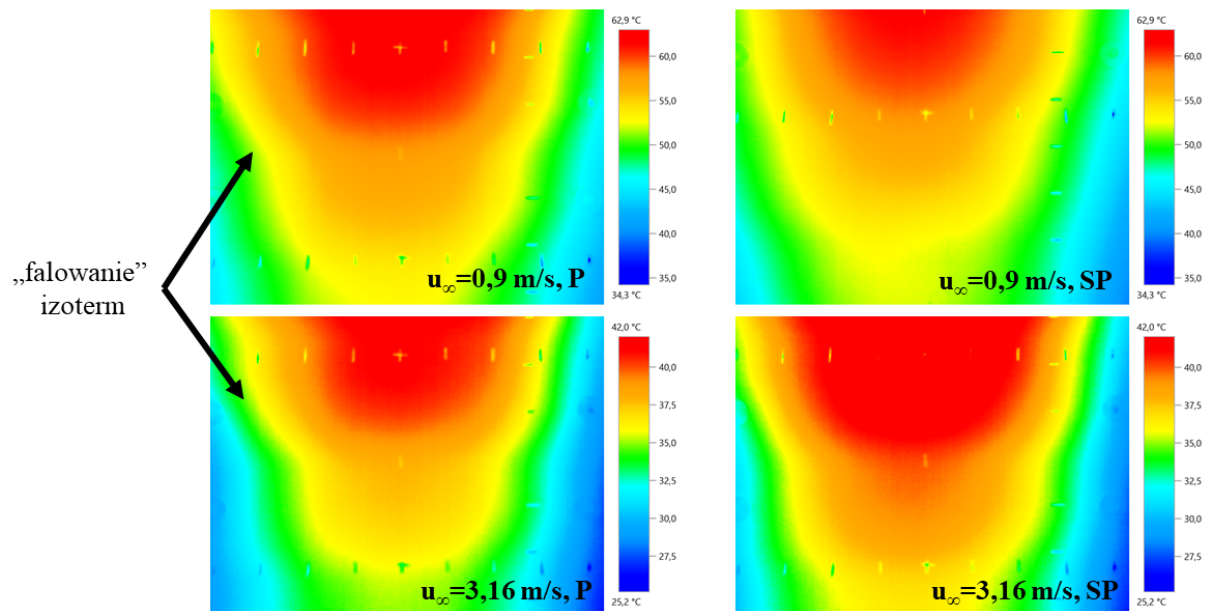
4.5.1 Analiza temperatury płyty za pomocą zdjęć termowizyjnych

Uzyskany obraz z kamery termowizyjnej pozwalał na wstępne porównanie rozkładów temperatur dla różnych przypadków. Na rys. 4.19 - 4.24 przedstawiono zdjęcia termowizyjne dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s dla trzech geometrii: płyta bez turbulizatorów [a], płyta wyposażona w prostokątne turbulizatory [b] oraz płyta wyposażona w trójkątne turbulizatory [c].

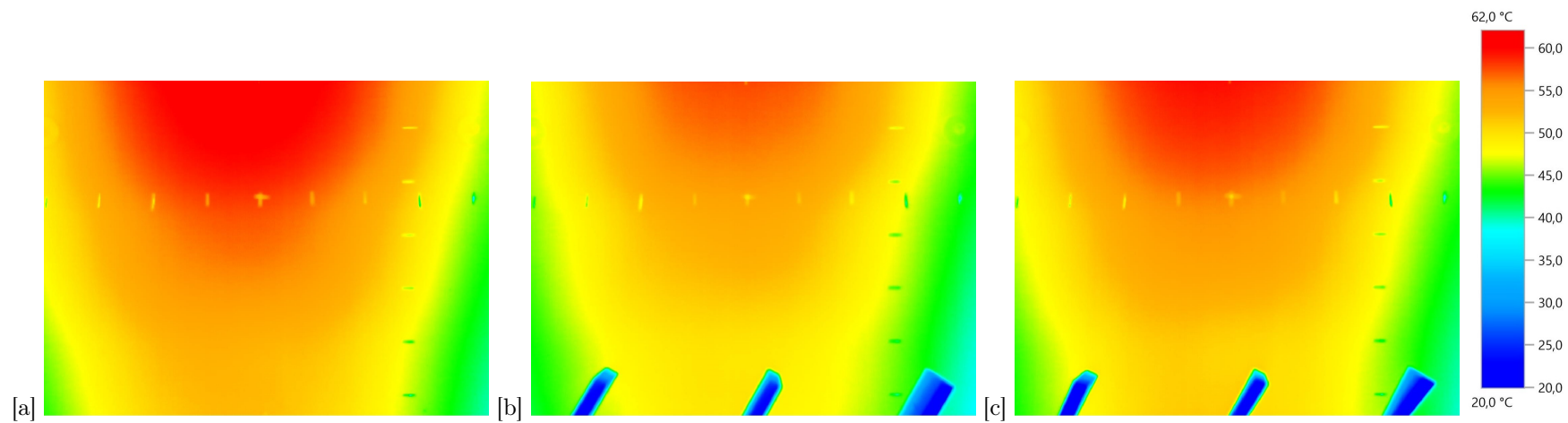
Wykonane zdjęcia kamerą termowizyjną wykazały różnice w temperaturze płyty w zależności od kształtu turbulizatora oraz prędkości przepływu strugi. Największe wychłodzenie płyty, a co za tym idzie największy odbiór ciepła od płyty, zaobserwowano dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne. Na tej podstawie wywnioskowano, iż najefektywniej zaburzają one przepływ, co wpływało na zwiększenie wartości lokalnych współczynników wnikania ciepła i temperaturę płyty. Ponadto wykonane zdjęcia termowizyjne pozwoliły na przeanalizowanie zmian rozkładu temperatur na powierzchni płyty. Zaobserwowano, że wraz ze wzrostem prędkości przepływu, temperatury na powierzchni płyty są niższe, a pola temperatur zmieniają kształt. Wzrost prędkości strugi intensyfikował zaburzenia powstające przy ściankach tunelu oraz za turbulizatorami. Na zdjęciach termowizyjnych (rys. 4.18) porównano zmiany w kształcie rozkładu temperatur dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) i płyty bez turbulizatorów (SP). Zaobserwowano powstawanie tzw. „falowania” izoterm. Dla płyty wyposażonej w turbulizatory i prędkości strugi powietrza 3,16 m/s „falowanie” było najintensywniejsze. Natomiast dla płyty bez turbulizatorów oraz prędkości strugi powietrza 0,9 m/s izotermy charakteryzowały się jednorodnym kształtem.

Zaburzenia przepływu, powstające na styku płyty oraz ścianek bocznych tunelu, spowodowały

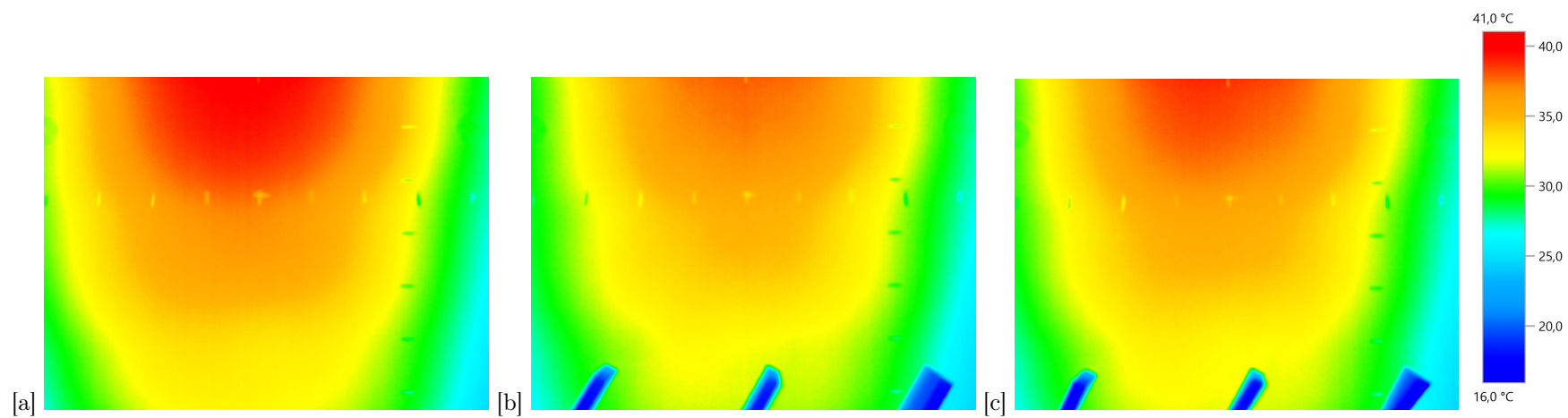
widoczne na wszystkich zdjęciach termowizyjnych strefy niższych temperatur po prawej i lewej stronie płyty. Z tego względu podczas analizy temperatury powierzchni płyty skoncentrowano się na jej centralnej części - pomiędzy osiami $z_0 - 6,25$ i $z_0 + 6,25$ (patrz rys. 4.15).



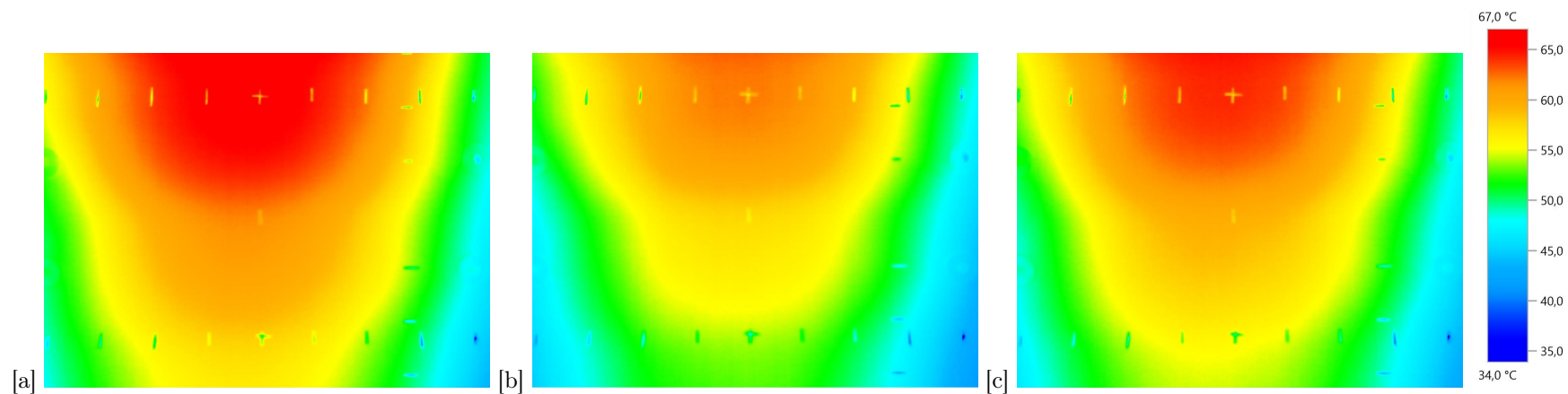
Rys. 4.18 Zdjęcia termowizyjne płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) oraz płyty bez turbulizatorów (SP) dla drugiego ustawienia kamery termowizyjnej. Prędkość strugi: 0,9 m/s (górne zdjęcia) i 3,16 m/s (dolne zdjęcia).



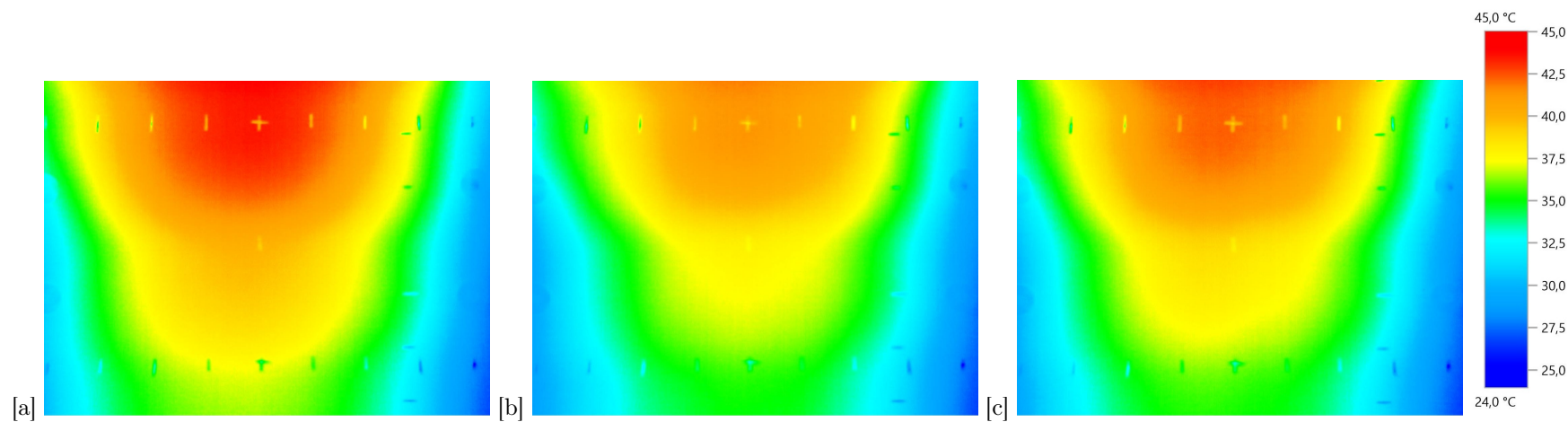
Rys. 4.19 Zdjęcie termowizyjne dla pierwszego kadru, prędkości strugi 0,9 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.



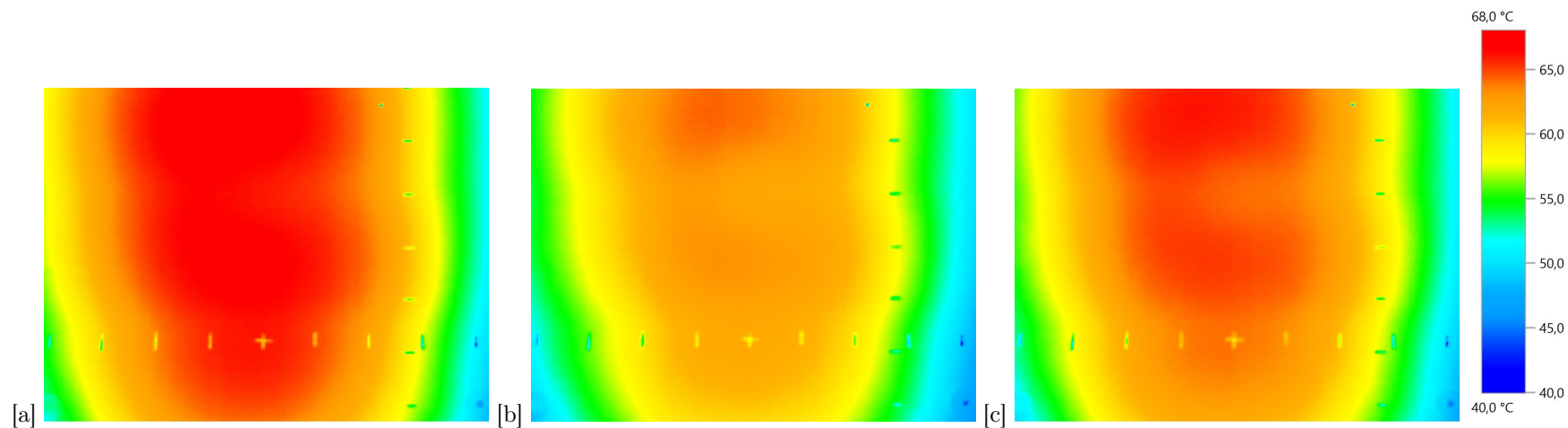
Rys. 4.20 Zdjęcie termowizyjne dla pierwszego kadru, prędkości strugi 3,16 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.



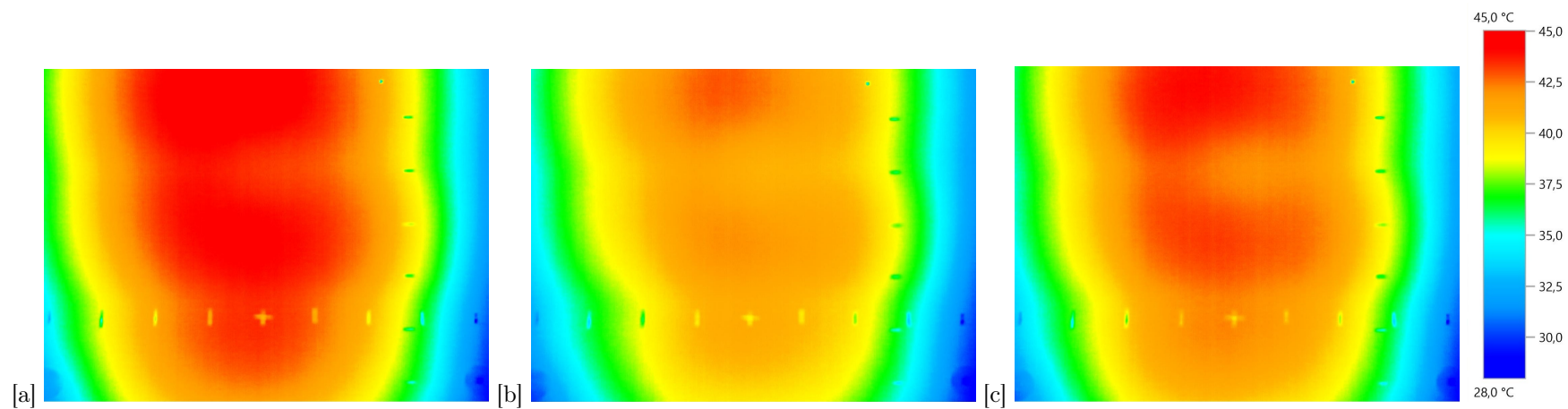
Rys. 4.21 Zdjęcie termowizyjne dla drugiego kadru, prędkości strugi 0,9 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.



Rys. 4.22 Zdjęcie termowizyjne dla drugiego kadru, prędkości strugi 3,16 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.



Rys. 4.23 Zdjęcie termowizyjne dla trzeciego kadru, prędkości strugi 0,9 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.



Rys. 4.24 Zdjęcie termowizyjne dla trzeciego kadru, prędkości strugi 3,16 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.

4.5.2 Temperatura bezwymiarowa

Tunel powietrzny był układem otwartym, dlatego temperatura powietrza wlotowego do sekcji badawczej różniła się pomiędzy rozpatrywanymi przypadkami o $\pm 1^\circ\text{C}$. W celu zniwelowania niniejszych różnic, podczas porównywania do siebie wariantów geometrycznych turbulizatorów, zastosowano temperaturę bezwymiarową określaną wzorem:

$$\Theta = \frac{T_s - T_f}{T_{ref_s} - T_{ref_f}} \quad (4.11)$$

gdzie: T_s - temperatura płyty wyposażonej w turbulizatory, K ; T_f - temperatura strugi powietrza dla płyty wyposażonej w turbulizatory, K ; T_{ref_s} - temperatura płyty bez turbulizatorów, K ; T_{ref_f} - temperatura strugi powietrza dla płyty bez turbulizatorów, K .

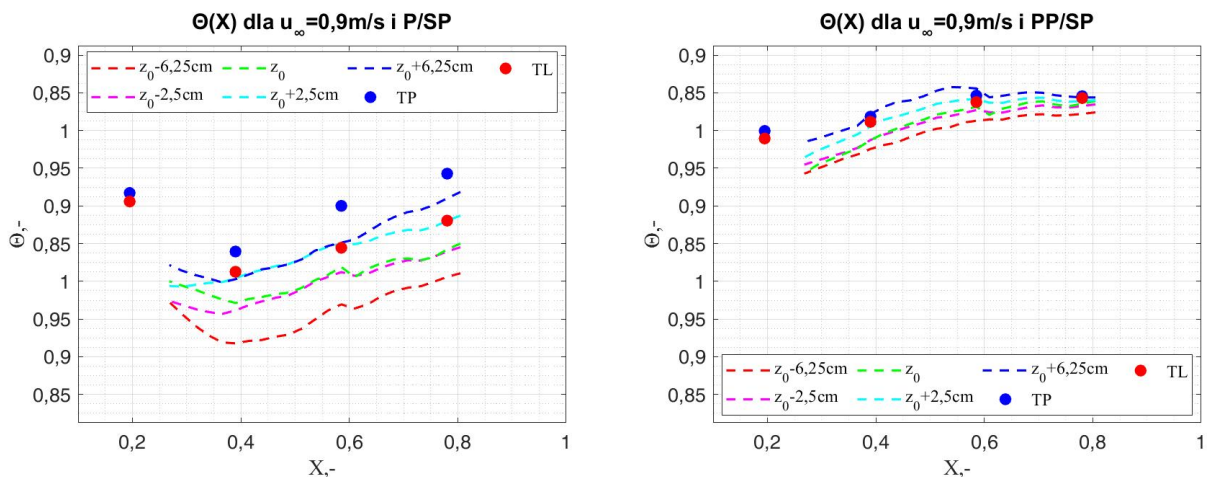
Temperaturę bezwymiarową wyznaczano dla bezwymiarowej odległości:

$$X = \frac{x}{L} \quad (4.12)$$

gdzie: x - odległość na płycie, m ; L - całkowita długość płyty, m .

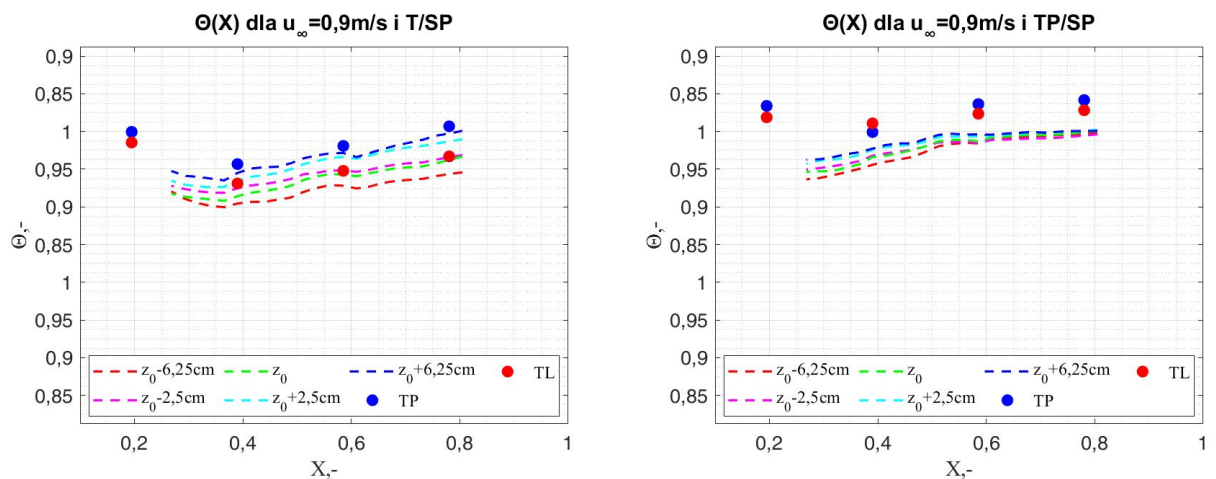
Zastosowanie w analizach temperatury bezwymiarowej pozwoliło na wytypowanie geometrii turbulizatora, przy której zachodziło najlepsze wychłodzenie płyty względem płyty bez turbulizatorów. Im niższa wartość temperatury bezwymiarowej, tym większe wychłodzenie płyty.

Na wykresach 4.25 oraz 4.26 przedstawiono zależności bezwymiarowej temperatury od bezwymiarowej odległości dla różnych geometrii turbulizatorów oraz dla prędkości strugi powietrza $0,9\text{ m/s}$, natomiast na wykresach 4.27 oraz 4.28 dla prędkości strugi $3,16\text{ m/s}$. Liniami przerywanymi oznaczono wyniki uzyskane podczas obróbki zdjęć termowizyjnych, a punktami pomiary termoparami (TP - termopary prawe, TL - termopary lewe). Wartości temperatur dla pomiarów termowizyjnych określono wzdłuż osi przepływu, tak jak to zaprezentowano na rys. 4.15. Lokalizację termopar przedstawiono na rys. 4.5.



Rys. 4.25 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory prostokątne (P/SP) oraz prostokątne z otworem (PP/SP) i prędkości strugi $0,9\text{ m/s}$.

Dla prędkości strugi 0,9 m/s najniższe wartości temperatury bezwymiarowej uzyskano dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne (P/SP), natomiast najwyższe dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne z otworem (PP/SP). W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory trójkątne, dla turbulizatorów pełnych temperatura bezwzględna osiągała mniejsze wartości niż dla turbulizatorów z otworem. Na podstawie analizy wykresów wywnioskowano, że dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne występowały najwyższe wartości lokalnego współczynnika wnikania ciepła, a co za tym idzie, najwyższa intensyfikacja wymiany ciepła w odniesieniu do przypadku referencyjnego.

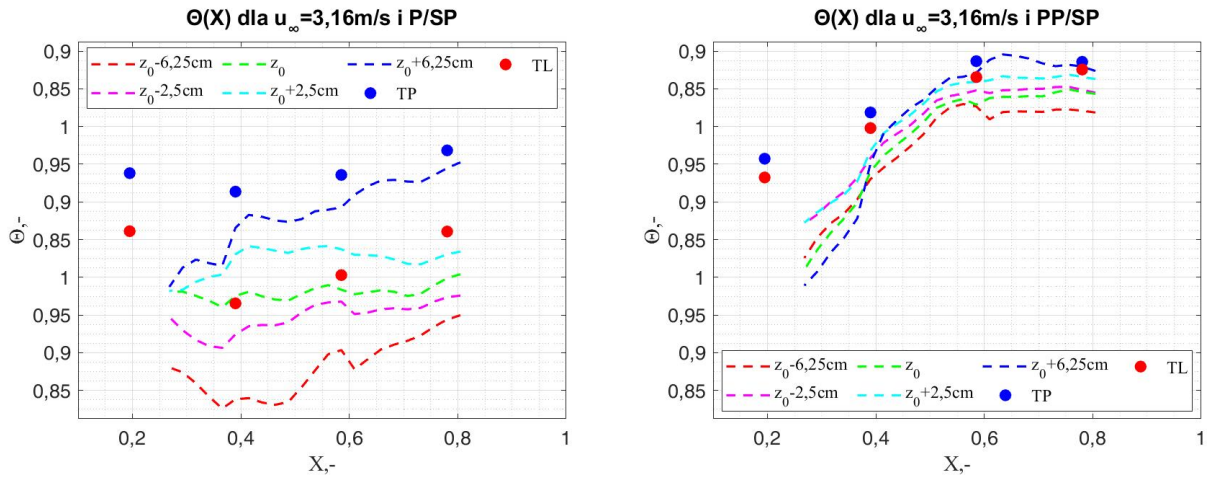


Rys. 4.26 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory trójkątne (T/SP) oraz trójkątne z otworem (TP/SP) i prędkości strugi 0,9 m/s.

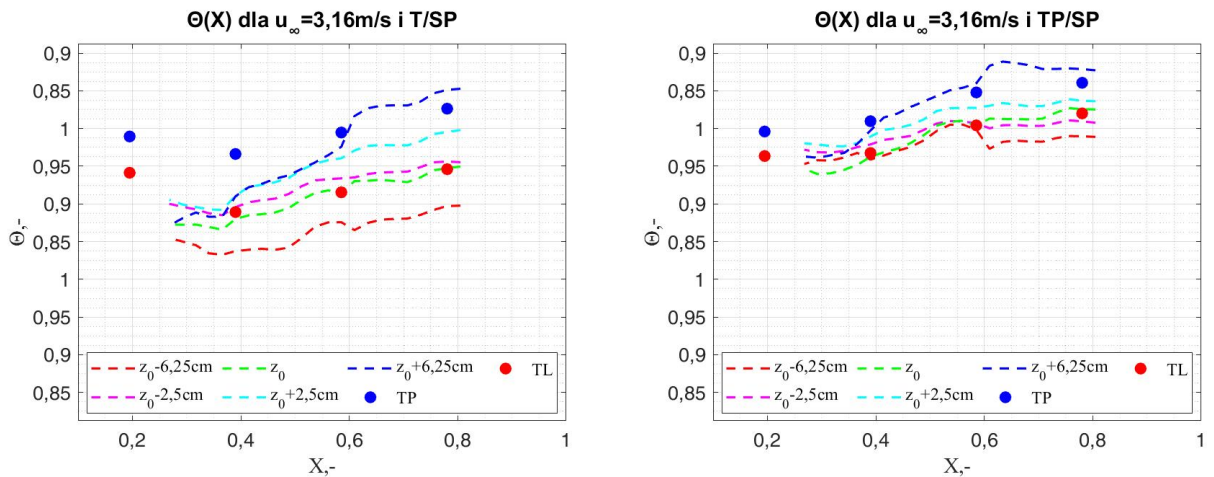
Dla przypadków: prostokąt pełny (P/SP), trójkąt pełny (T/SP) oraz trójkąt z otworem (TP/SP) zaobserwowano wyższe wartości temperatury bezwymiarowej dla termopary umieszczonej w pozycji $X = 0,2$, w porównaniu z termoparą umieszczoną w pozycji $X = 0,39$. Było to związane z lokalizacją termopary bezpośrednio pod turbulizatorem, gdzie prawdopodobnie rozpoczynały się procesy wprowadzania zaburzeń strugi oraz kreowania wirów. Dla wyników uzyskanych z kamery termowizyjnej, pominięto odcinek, na którym znajdowały się turbulizatory (do $X = 0,27$), ponieważ temperatura powierzchni turbulizatora była niższa od temperatury powierzchni płyty (nawet o 40°C), co wpłynęłoby na późniejszą analizę wyników.

W przypadku zwiększenia prędkości strugi do 3,16 m/s, podobnie jak dla mniejszej prędkości, najniższe wartości temperatury bezwymiarowej uzyskano dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P/SP). W przypadku turbulizatorów trójkątnych pojawił się analogiczny trend jak przy niższej prędkości - płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne pełne (T/SP) charakteryzowała się niższymi wartościami temperatury bezwymiarowej w porównaniu do płyty z turbulizatorami pustymi (TP/SP). Dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne z otworem (PP/SP) zaobserwowano, że za turbulizatorami występowały niskie wartości temperatury bezwymiarowej, które następnie gwałtownie rosły i po osiągnięciu $X = 0,5$ stabilizowały się.

Analiza zaprezentowanych przypadków wykazała, że największa intensyfikacja wymiany ciepła miała miejsce na powierzchni płyty bezpośrednio za turbulizatorami, gdzie prawdopodobnie występowały największe zaburzenia intensyfikujące konwekcyjną wymianę ciepła. Im dalej od turbulizatora, tym wartość bezwymiarowej temperatury była większa. Wraz z oddalaniem się od turbulizatorów następowała stabilizacja i powolne wygaszanie zaburzeń oraz powstawanie warstwy przyściennej, która osłabiała procesy wymiany ciepła.



Rys. 4.27 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory prostokątne (P/SP) oraz prostokątne z otworem (PP/SP) i prędkości strugi 3,16 m/s.



Rys. 4.28 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory trójkątne (T/SP) oraz trójkątne z otworem (TP/SP) i prędkości strugi 3,16 m/s.

Przyjmując, że strumień ciepła dostarczany do powierzchni płyty był stały, co zostało potwierdzone doświadczalnie, bezwymiarowa temperatura pozwalała na oszacowanie zmian współczynnika wnikania ciepła względem wartości referencyjnej. Im mniejsza była wartość temperatury bezwymiarowej,

tym większy był współczynnik wnikania ciepła α w porównaniu do wartości referencyjnej. Przekształcając prawo Newtona (2.5) uzyskano stopień intensyfikacji wymiany ciepła jaki zachodził przy zastosowaniu turbulizatorów (4.13):

$$\Theta = \frac{T_s - T_f}{T_{ref_s} - T_{ref_f}} = \frac{\dot{q}}{\alpha_f} \frac{\alpha_{ref}}{\dot{q}} = \frac{\alpha_{ref}}{\alpha_f} = \frac{1}{\Psi} \quad (4.13)$$

Jeżeli:

$$\alpha > \alpha_{ref}$$

to wzmocnienie cieplne wynosiło:

$$\Psi > 1$$

Na tej podstawie można było oszacować wzrost lokalnego współczynnika wnikania ciepła, co zostało zaprezentowane w tab. 4.7. Dla prędkości strugi 0,9 m/s wzmocnienie cieplne ($\Psi = \alpha_f/\alpha_{ref}$) wynosiło od 99,7% dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne z otworem (PP) do 115,3% dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P). Natomiast dla prędkości strugi 3,16 m/s wynosiło od 98,2% dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne z otworem (PP) do 120,4% dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).

Największy średni wzrost lokalnego współczynnika wnikania ciepła (109,85%), w porównaniu z przypadkiem referencyjnym, osiągnęła płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne pełne z prędkością strugi powietrza 3,16 m/s.

Tab. 4.7 Minimalne, maksymalne oraz średnie wartości wzmocnienia cieplnego Ψ .

u_∞	Przypadek	Ψ_{min}	Ψ_{max}	Ψ_r
0,9 m/s	P	105,55 %	115,32 %	108,16 %
	PP	99,70 %	104,48 %	100,37 %
	T	102,00 %	106,40 %	103,16 %
	TP	101,79 %	104,75 %	102,03 %
3,16 m/s	P	104,06 %	120,42 %	109,85 %
	PP	98,21 %	111,66 %	99,67 %
	T	99,89 %	109,52 %	103,45 %
	TP	98,48 %	104,62 %	100,59 %

4.5.3 Analiza bezwymiarowa: liczba Stanton

W niniejszym podrozdziale przedstawiono wartości liczby Stanton obliczone na podstawie wyników badań doświadczalnych ze wzoru 4.14 oraz obliczone z modeli teoretycznych zaprezentowanych na równaniach 4.15 - 4.20.

$$St = \frac{(T_s - T_\infty)}{\dot{q} \rho u c_p} \quad (4.14)$$

Modele teoretyczne liczby Stanton dla przepływów nad ogrzewaną płaską płytą:

1. **Model Kaysa i Crawforda (M_{KC})** [77] został opracowany dla laminarnej warstwy przyściennej, z założeniem zerowego gradientu ciśnienia, równomiernym strumieniu ciepła na analizowanej płycie oraz nieogrzewanej części początkowej płyty ξ :

$$St = 0,453 Re^{-1/2} Pr^{-2/3} \left(1 - \left(\frac{\xi}{x} \right)^{3/4} \right)^{-1/3} \quad (4.15)$$

2. **Model Bejana i Krausa (Mod_{BK1})** [1] dla laminarnej warstwy przyściennej, z założeniem zerowego gradientu ciśnienia, równomiernym strumieniu ciepła na analizowanej płycie oraz nieogrzewanej części początkowej płyty ξ :

$$St = 0,0287 Re^{-0,2} Pr^{-0,4} \left(1 - \left(\frac{\xi}{x} \right)^{9/10} \right)^{-1/9} \quad (4.16)$$

3. **Model Bejana i Krausa (Mod_{BK2})** [1] dla gładkiej powierzchni z jednorodnym strumieniem ciepła, zerowym gradientem ciśnienia oraz ogrzewanej części początkowej płyty:

$$St = 0,03 Re^{-0,2} Pr^{-0,4} \quad (4.17)$$

4. **Model liczby Nusselta (Mod_{Nu})** określał zależność miejscowej liczby Nusselta (Nu_x) od miejscowej liczby Reynoldsa (Re_x) oraz liczby Prandtla. Podstawiając model przedstawiony przez Bejana i Krausa w [1] czy Incropera i in. w [2] do równania (2.7) otrzymano:

$$St = \frac{Nu_x}{Re_x Pr} = \frac{0,332 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{Re_x Pr} \quad (4.18)$$

5. **Model Churchilla i Ozoef'a (Mod_{CO})** [78] również odnosił się do liczby Nusselta. Po podstawieniu do równania (2.7) otrzymano:

$$St = \frac{0,3387 Re_x^{1/2} Pr^{1/3}}{(1 + (\frac{0,0468}{Pr})^{2/3})^{1/4}} \frac{1}{Re_x Pr} \quad (4.19)$$

6. **Model lokalnego współczynnika tarcia (Mod_{Cf})** odnosi się do lokalnego współczynnika tarcia i powstaje po podstawieniu do równania $St = \frac{c_f}{2}$ równań $c_f = \frac{2\tau}{\rho w_\infty^2}$ oraz $\tau = 0,323 \frac{\rho w_\infty^2}{Re_x^{1/2}}$.

$$St = \frac{0,323}{Re_x^{1/2}} \quad (4.20)$$

Na rysunkach 4.29 - 4.33 zaprezentowano wykresy zależności liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s, natomiast na rysunkach od 4.34 do 4.38 dla 3,16 m/s. Liniami ciągłymi oznaczono modele teoretyczne, liniami przerywanymi wyniki uzyskane z analizy zdjęć termowizyjnych, natomiast punktami oznaczono wartości liczby Stanton'a dla temperatur odczytanych z termopar. Poniżej zestawiono rozwinięcia skrótów użytych w legendach wykresów:

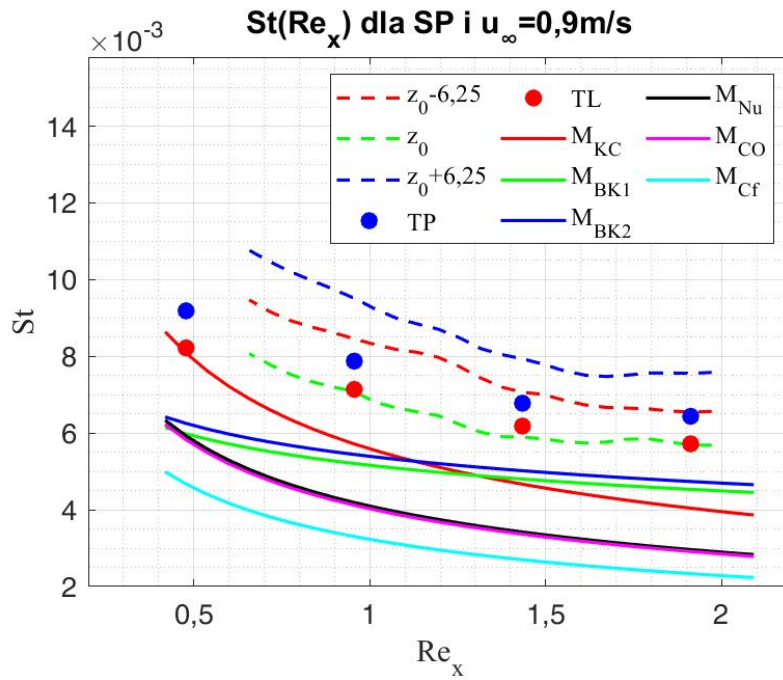
- $z_0 - 6,25$ - wyniki uzyskane z analizy zdjęć termowizyjnych i prostej $z_0 - 6,25$ (patrz rys. 4.15)
- z_0 - wyniki uzyskane z analizy zdjęć termowizyjnych i prostej z_0 (patrz rys. 4.15)
- $z_0 + 6,25$ - wyniki uzyskane z analizy zdjęć termowizyjnych i prostej $z_0 + 6,25$ (patrz rys. 4.15)
- TP - wyniki dla temperatur odczytanych z termopar znajdujących się po prawej stronie przepływu (patrz rys. 4.5)
- TL - wyniki dla temperatur odczytanych z termopar znajdujących się po lewej stronie przepływu (patrz rys. 4.5)
- M_{KC} - Model Kaysa i Crawforda (równanie: 4.15)
- M_{BK1} - Model Bejana i Krausa (równanie: 4.16)
- M_{BK2} - Model Bejana i Krausa (równanie: 4.17)
- M_{Nu} - Model liczby Nusselta (równanie: 4.18)
- M_{CO} - Model Churchilla i Ozo'e'a (równanie: 4.19)
- M_{Cf} - Model lokalnego współczynnika tarcia (równanie: 4.20)

Analiza liczby Stanton'a dla prędkości strugi 0,9 m/s

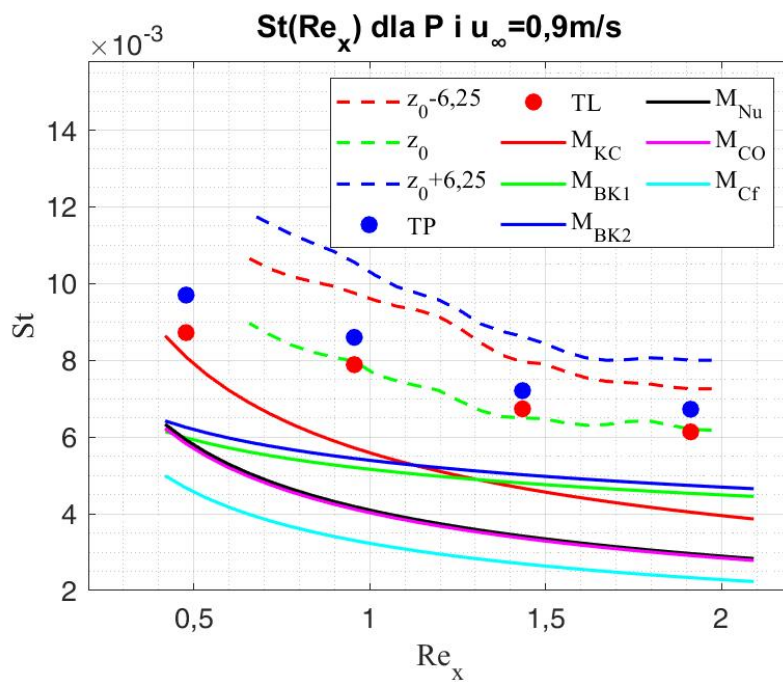
Na rysunkach 4.29 - 4.33 zaprezentowano wartości liczby Stanton'a dla prędkości strugi 0,9 m/s. Dla badań eksperymentalnych osiągała ona wyższe wartości niż dla modeli teoretycznych. W rozważaniach teoretycznych nie przewidziano intensyfikacji wymiany ciepła spowodowanej powstawaniem zaburzeń na krawędzi natarcia płyty, od ścianek bocznych tunelu czy turbulizatorów. Największe różnice pomiędzy wartościami uzyskanymi z badań doświadczalnych a wartościami uzyskanymi z modeli teoretycznych zaobserwowano dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).

Na podstawie wcześniej przeprowadzonych analiz zdjęć termowizyjnych czy temperatury bezwymiarowej stwierdzono, że dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne nastąpiła największa intensyfikacja wymiany ciepła, w porównaniu do płyty bez turbulizatorów. Analiza liczby Stanton'a potwierdza niniejszy wniosek - osiąga ona największe wartości dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne i prędkości strugi 3,16 m/s.

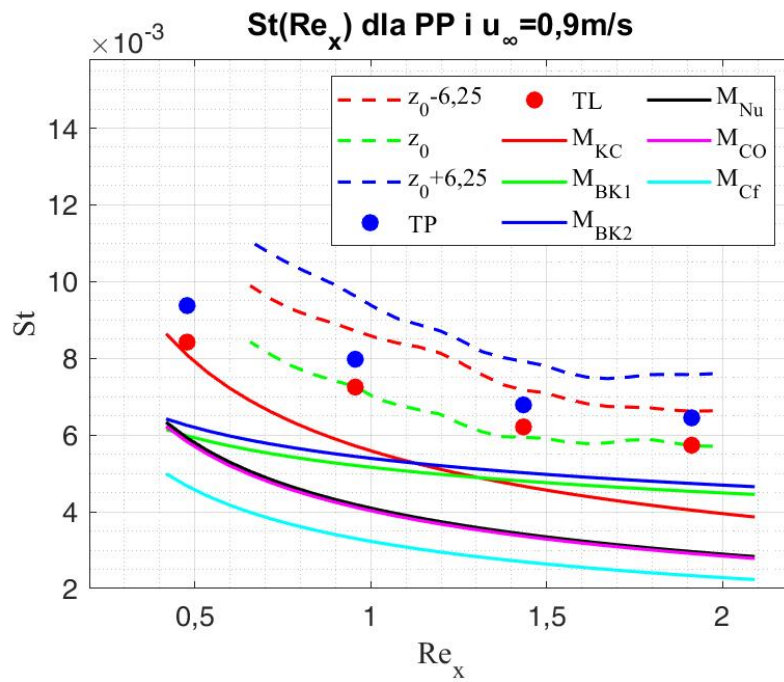
Zarówno dla modeli teoretycznych, jak i badań doświadczalnych, wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa liczba Stanton'a maleje. Było to spowodowane wzrostem grubości warstwy przyściennej, która ograniczała procesy wymiany ciepła i powodowała podniesienie temperatury powierzchni płyty.



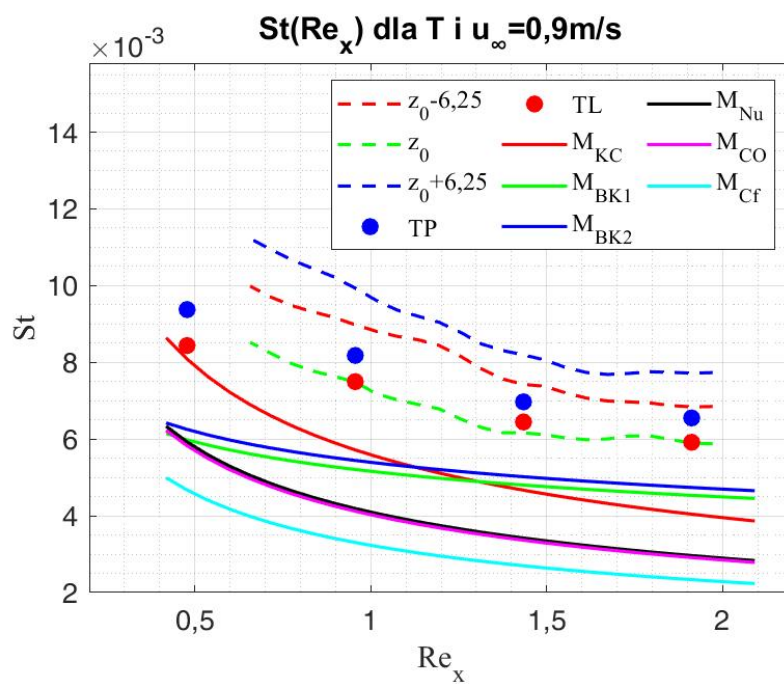
Rys. 4.29 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (SP).



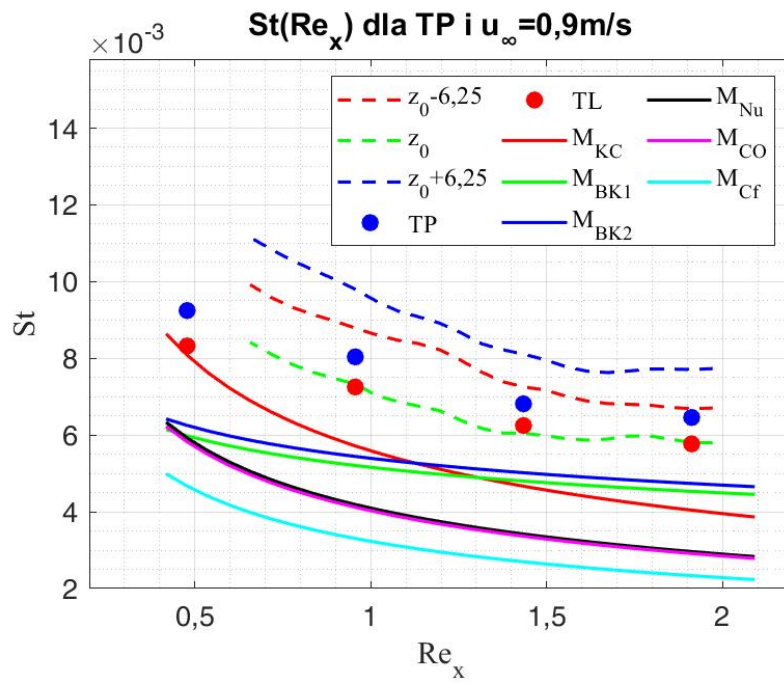
Rys. 4.30 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych prostokątów (P).



Rys. 4.31 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych prostokątów (PP).



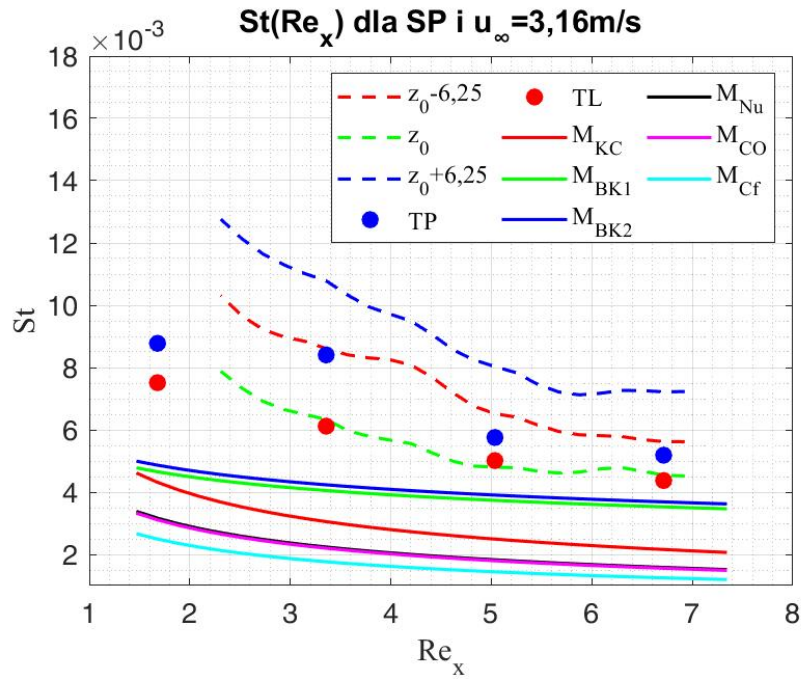
Rys. 4.32 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych trójkątów (T).



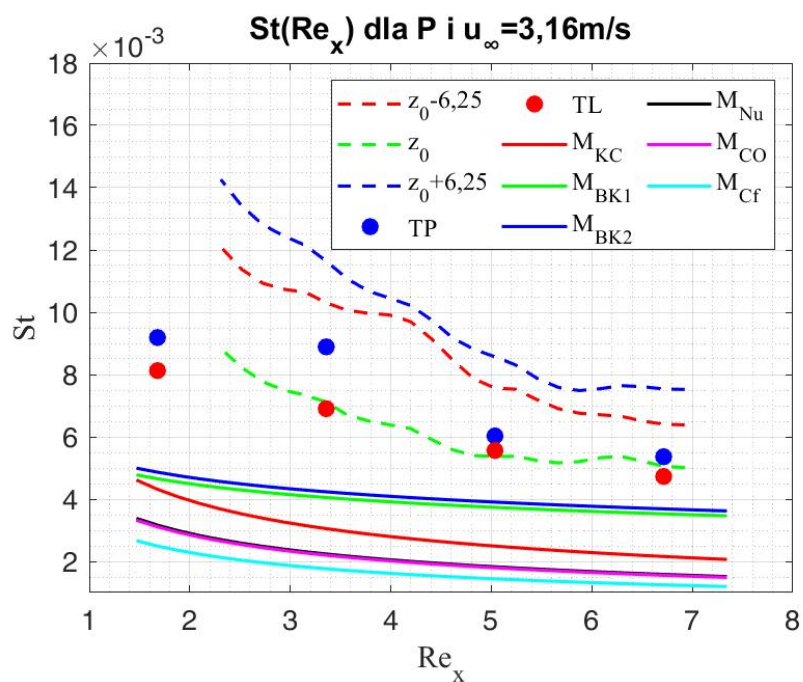
Rys. 4.33 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych trójkątów (TP).

Analiza liczby Stanton dla prędkości strugi 3,16 m/s

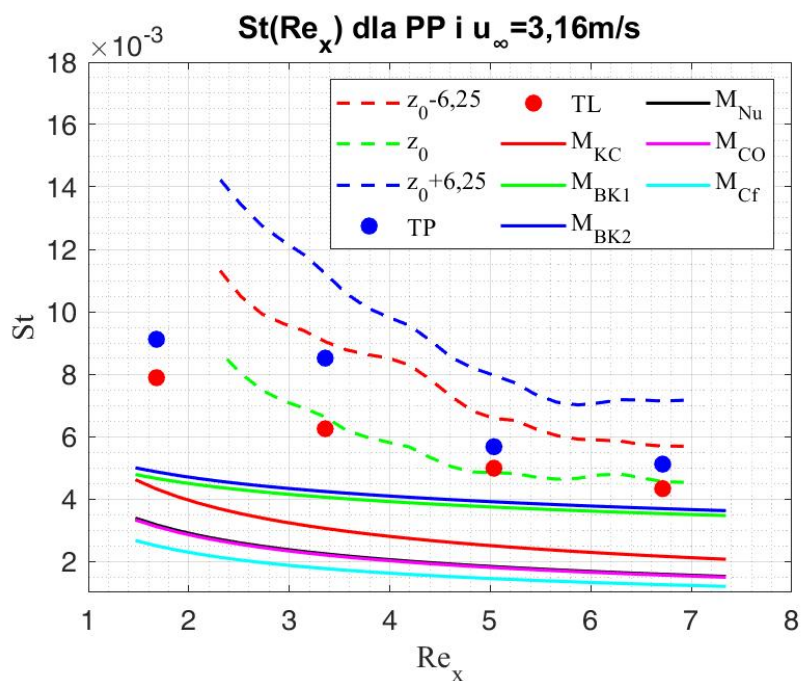
Również dla większych wartości prędkości strugi, wyniki uzyskane z modeli teoretycznych nie pokrywały się z wynikami uzyskanymi z przeprowadzonych eksperymentów. W przypadku większej prędkości strugi liczba Stanton dla modeli teoretycznych charakteryzowała się mniejszymi zmianami wraz ze wzrostem liczby Reynoldsa w porównaniu z liczbą Stantoną uzyskaną z doświadczenia. Tak jak w przypadku prędkości strugi 0,9 m/s, i tutaj największe różnice pomiędzy modelami teoretycznymi, a doświadczeniem zaobserwowano dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).



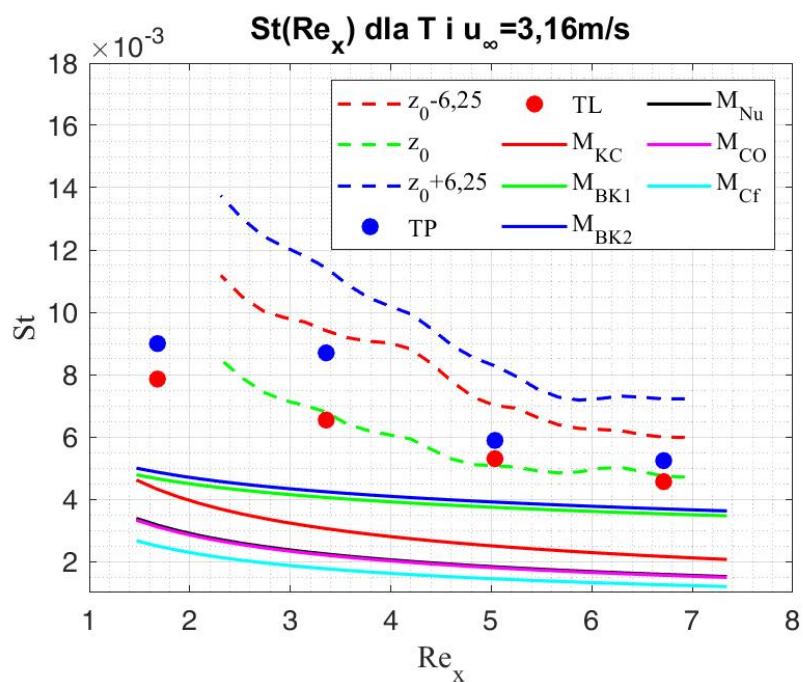
Rys. 4.34 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (SP).



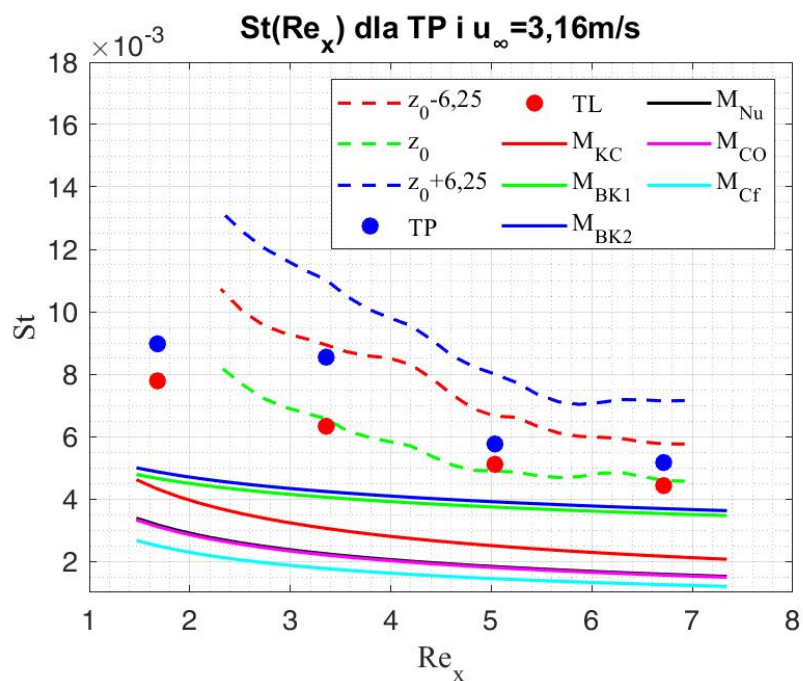
Rys. 4.35 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych prostokątów (P).



Rys. 4.36 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych prostokątów (PP).



Rys. 4.37 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych trójkątów (T).



Rys. 4.38 Zależność liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych trójkątów (TP).

4.6 Wnioski

W niniejszym rozdziale zaprezentowano zaprojektowane i zbudowane stanowisko laboratoryjne „Tunel powietrzny” oraz wyniki przeprowadzonych badań eksperymentalnych dla czterech geometrii turbulizatorów oraz dwóch prędkości przepływu strugi powietrza. Na podstawie uzyskanych wyników potwierdzono hipotezę przedstawioną w rozdziale *Wstęp*:

***Zastosowanie turbulizatorów powoduje lokalne zmiany struktury przepływu,
co skutkuje zwiększeniem współczynnika przejmowania ciepła.***

W oparciu o analizę wyników z przeprowadzonych badań eksperymentalnych, formułuje się następujące wnioski:

1. Analiza temperatury płyty za pomocą kamery termowizyjnej wykazała, że najniższe temperatury płyty, a co za tym idzie największy współczynnik przejmowania ciepła, osiągnięto dla płyty z zamontowanymi turbulizatorami prostokątnymi pełnymi (P). W przypadku zwiększenia prędkości strugi z 0,9 m/s do 3,16 m/s następowała intensyfikacja procesów wymiany ciepła dla wszystkich przebadanych geometrii turbulizatorów.
2. Stwierdzono, że ściany boczne sekcji badawczej odgrywały istotną rolę podczas odbioru ciepła od płyty. Na połączeniu ogrzewanej płyty oraz ścianki bocznej tunelu formowały się zaburzenia intensyfikujące wymianę ciepła przy krawędziach płyty oraz wpływające na powstawanie wirów za turbulizatorami.
3. Na podstawie analizy wyników eksperymentu, wykazano, że zastosowanie otworu w turbulizatorach najslabiej wpłynęło na wzrost lokalnego współczynnika wnikania ciepła - najniższe średnie wzmocnienie cieplne wyniosło 99,67% dla PP oraz $u_{\infty} = 3,16$ m/s. Największe wartości wzmocnienia cieplnego otrzymano dla prędkości strugi 3,16 m/s i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne ($\Psi_{max} = 120,4\%$). Otrzymane wartości zgadzają się z danymi literaturowymi, dla których intensyfikacja wymiany ciepła wzrastała od 80% do 140% [24, 25].
4. Podczas analizy temperatury płyty za pomocą termopar oraz kamery termowizyjnej nie zaobserwowano podobieństwa wyników pomiędzy termoparami umieszczonymi za turbulizatorem prawym oraz lewym (patrz rys. 4.5). Przypuszcza się, że wpływ na to mogły mieć następujące czynniki: oddziaływanie zaburzeń powstających przez sąsiadujący turbulizator, oddziaływanie zaburzeń powstających przy ścianie sekcji badawczej, nieidealne wygrzewanie płyty przez grzałki czy nieidealny montaż termopar.
5. Otrzymana na drodze badań eksperymentalnych bezwymiarowa liczba Stanton miała wyższe wartości w porównaniu do modeli teoretycznych. Modele teoretyczne charakteryzowały procesy cieplno - przepływowe zachodzące przy płycie bez turbulizatorów. Porównując modele teoretyczne do wyników doświadczenia potwierdzono intensyfikację wymiany ciepła po zamontowaniu turbulizatorów.

6. Bezwymiarowa analiza za pomocą zależności liczby Stanton od liczby Reynoldsa wykazała, że najwyższa intensyfikacja wymiany ciepła zachodzi za turbulizatorami prostokątnymi pełnymi.
7. Na podstawie przeprowadzonych badań eksperymentalnych nie można jednoznacznie określić równania opisującego związek liczby Stanton od liczby Reynoldsa dla płyty wyposażonej w turbulizatory. Analiza uzyskanych wyników wykazała, że liczba ta zależy, nie tylko od zastosowanej geometrii turbulizatora, ale także prędkości strugi powietrza.
8. Zastosowanie innowacyjnej metody pomiaru temperatury powierzchni płyty za pomocą kamery termowizyjnej obarczone było wyższymi błędami w porównaniu do pomiarów dokonanych termoparami. Dla kamery termowizyjnej błąd bezwzględny wynosił $\pm 4,58$ °C, natomiast dla termopar $\pm 0,71$ °C. Z tego względu niezwykle ważnym było odpowiednie przygotowanie stanowiska badawczego do kampanii pomiarowej: znajomość emisyjności analizowanej powierzchni, temperatury odbitego promieniowania podczerwonego czy warunków otoczenia. Przeprowadzone pomiary kamerą termowizyjną pozwoliły na określenie zmian temperatur na całej powierzchni płyty, co byłoby niemożliwe w przypadku zastosowania termopar.
9. Przeprowadzone badania eksperymentalne należy rozwinąć z uwzględnieniem: długości analizowanej płyty, wpływu ścianek bocznych na procesy zachodzące na powierzchni płyty, wpływu kąta natarcia turbulizatora na procesy zachodzące przy sąsiadującym turbulizatorze.

Rozdział 5

Analizy numeryczne

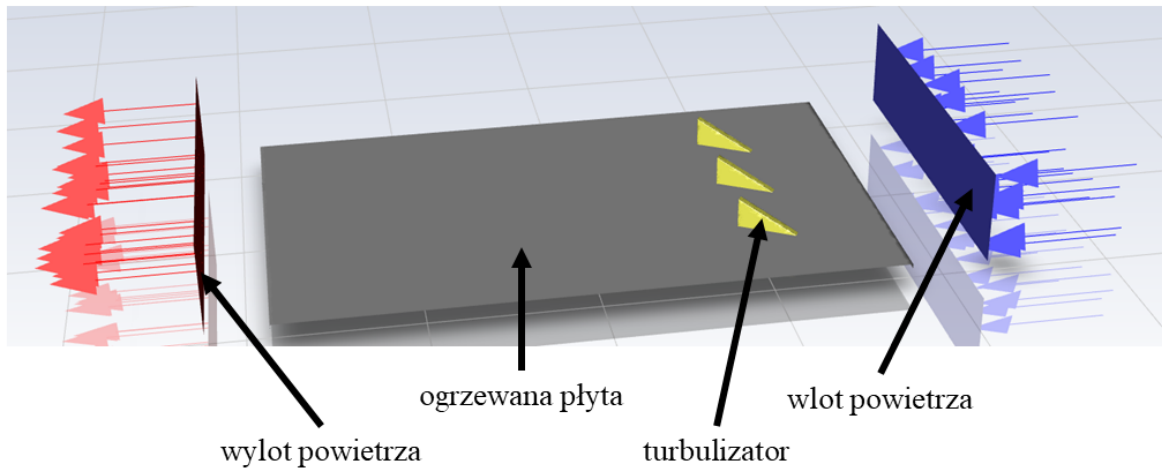
Przeprowadzone badania eksperymentalne posiadały pewne ograniczenia. W związku z tym rozszerzono zakres analiz o symulacje numeryczne CFD. Ich celem było uzupełnienie przeprowadzonych badań doświadczalnych m.in. o wizualizację zaburzeń przepływu generowanych przez turbulizatory i analizę warstwy przyściennej. Model komputerowy przygotowano z użyciem pakietu oprogramowania Ansys Fluid, natomiast obliczenia przeprowadzone zostały w programie Fluent. Obliczenia przeprowadzono na komputerze wyposażonym w procesor Intel(R) Core(TM) i9-9900KF, kartę graficzną NVIDIA GeForce RTX 2080 Ti oraz 64 GB RAM. W niniejszym rozdziale opisano poszczególne elementy modelu, walidację modelu z eksperymentem oraz analizę wyników.

5.1 Geometria

W celu zmniejszenia skali obliczeń, geometria modelu numerycznego upraszczała stanowisko eksperymentalne. Za pomocą programu SpaceClaim2020 opracowano model powierzchni płyty z zamontowanymi na niej turbulizatorami. Dodatkowo zmniejszono obszar wlotu i wylotu do sekcji badawczej. Zachowano najważniejsze parametry geometryczne, tj.: wielkość i położenie turbulizatorów, powierzchnię płyty, odległość płyty od wlotu i wylotu do sekcji badawczej. Na rys. 5.1 przedstawiono opracowaną geometrię dla płyty wyposażonej w turbulizatory trójkątne pełne. Wymiary modelu numerycznego zestawiono w tabeli C.1 w dodatku: C. Wymienione uproszczenia nie wpłynęły na procesy cieplno - przepływowe zachodzące przy powierzchni płyty i z powodzeniem mogły zostać zastosowane podczas numerycznego opisu badanego stanowiska doświadczalnego.

Przygotowano pięć wariantów geometrii:

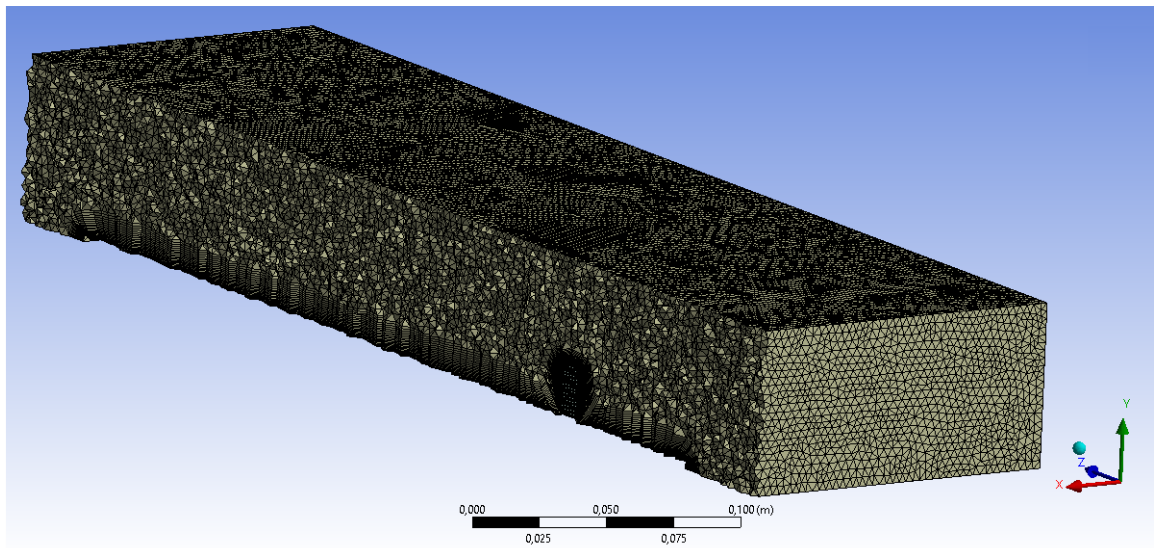
- SP: pusta płyta umieszczona w sekcji badawczej
- P: płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne
- PP: płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne z prostokątnym otworem
- T: płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne
- TP: płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne z trójkątnym otworem.



Rys. 5.1 Opis elementów wchodzących w skład analizowanej geometrii.

5.2 Siatka numeryczna

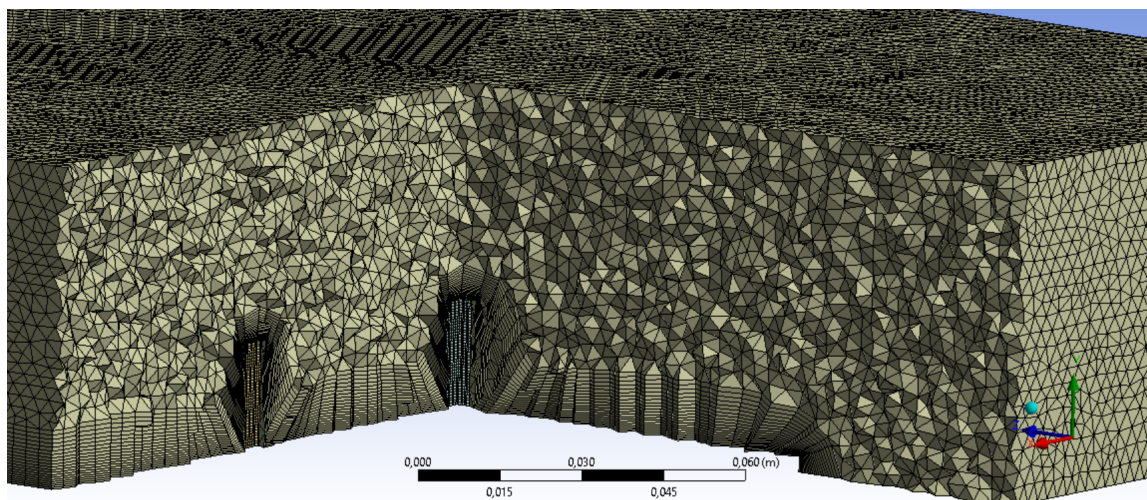
Kolejnym etapem opracowywania modelu numerycznego było wygenerowanie siatki numerycznej. Parametry siatki i jej jakość wpływały na przeprowadzone symulacje oraz analizę otrzymanych wyników. W niniejszych rozwiązaniach numerycznych zastosowano niejednorodną obliczeniową strukturę wygenerowaną w programie ANSYS Meshing. Na rys. 5.2 przedstawiono przekrój siatki wzdłuż osi przepływu.



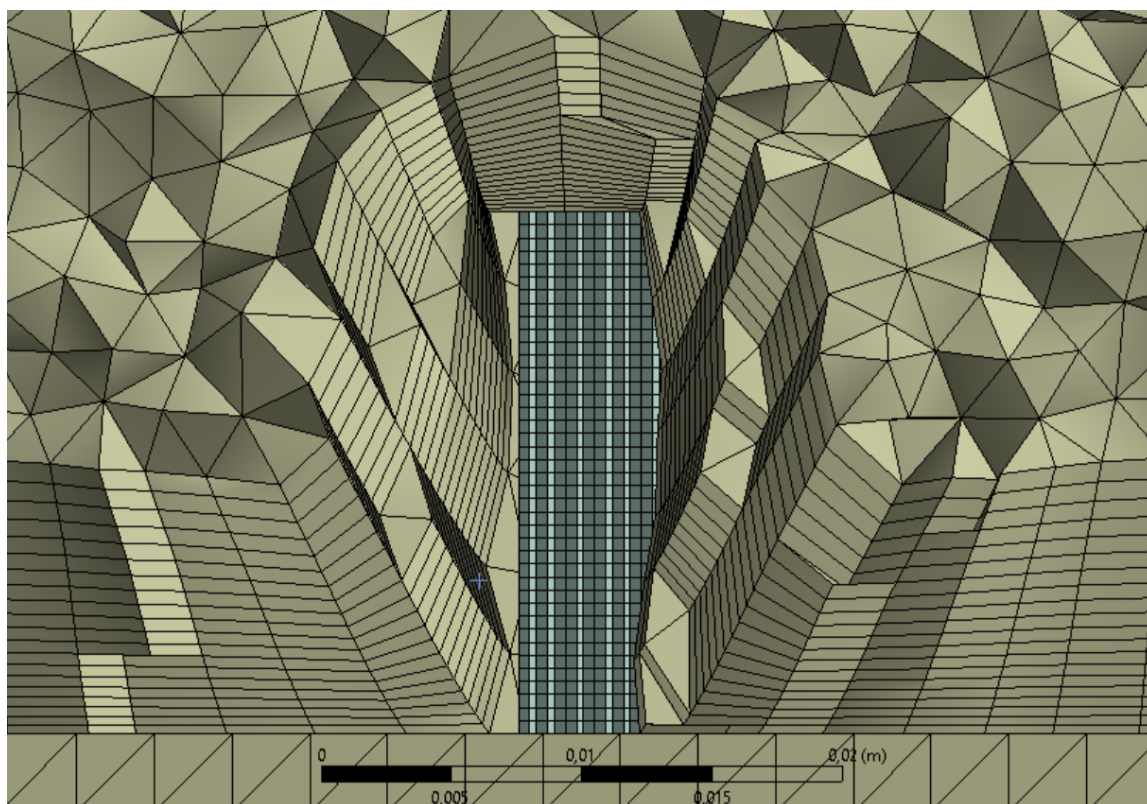
Rys. 5.2 Siatka numeryczna - przekrój wzdłuż osi przepływu.

W celu precyzyjnego obliczenia warunków cieplno-przepływowych w układzie, zastosowano siatki numeryczne o liczbie elementów w przedziale od 2 506 585 do 2 617 174. Szczególnie istotna,

w kontekście tematu badań, była warstwa przyścienna. Dlatego w pobliżu płyty i turbulizatorów siatka numeryczna została zagęszczona za pomocą warstw inflacyjnych, co zaprezentowano na rys. 5.3 oraz 5.4.



Rys. 5.3 Siatka numeryczna - widok na krawędź natarcia płyty oraz turbulizatory.



Rys. 5.4 Zbliżenie na warstwy inflacyjne przy powierzchni płyty i wokół turbulizatora trójkątnego pełnego.

5.3 Warunki początkowe i brzegowe, założenia modelu

W niniejszym rozdziale przedstawiono zastosowane modele numeryczne, własności fizyczne materiałów, metodę obliczeniową oraz warunki brzegowe.

Przy analizie numerycznej przyjęto następujące założenia:

- Przepływ jest stały, jednorodny i turbulentny (szerzej rozwinięto w rozdziale *Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej*)
- Przepływ przez kanał jest jednofazowy
- Na styku ścian oraz powietrza występuje niepoślizgowy warunek brzegowy
- Właściwości termodynamiczne elementów stałych (turbulizatory, płytka stalowa, ściany tunelu) są stałe (niezależne od ciśnienia i temperatury)
- W analizie pominięto wpływ przenoszenia ciepła przez promieniowanie. W rozdziale *Bilans cieplny płyty* opisano, opracowany na podstawie wyników badań eksperymentalnych, bilans cieplny płyty, który pozwala na wprowadzenie niniejszego uproszczenia.

5.3.1 Modele numeryczne

ANSYS Fluent pozwala na modelowanie procesów cieplno - przepływowych przy pomocy różnych modeli numerycznych [79, 80]. W niniejszej analizie wykorzystano następujące modele:

- Model energii, który dla jednorodnych ściśliwych przepływów, bez dodatkowych procesów cieplno - przepływowych (np. spalanie, radiacja, reakcje chemiczne), sprowadza się do trzech równań: zasady zachowania masy (równanie 5.1), zasady zachowania pędu (równania 5.2) i zasady zachowania energii (równanie 5.3) [1]:

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} + \frac{\partial u_z}{\partial z} = 0 \quad (5.1)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u_x}{\partial \tau} + \nabla \cdot (u_x \vec{U}) \right] = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u_x$$
$$\rho \left[\frac{\partial u_y}{\partial \tau} + \nabla \cdot (u_y \vec{U}) \right] = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 u_y \quad (5.2)$$

$$\rho \left[\frac{\partial u_z}{\partial \tau} + \nabla \cdot (u_z \vec{U}) \right] = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 u_z$$

$$\rho c_p \left[\frac{\partial T}{\partial \tau} + \nabla \cdot (T \vec{U}) \right] = \lambda \nabla^2 T + \mu \Phi + \frac{dp}{d\tau} \quad (5.3)$$

gdzie: Φ - funkcja dyssypacyjna Rayleigha.

- Model turbulencji, upraszczający nieliniowe równania Naviera - Stokesa. W środowisku ANSYS Fluent dostępne są trzy metody symulacji turbulencji: RANS (Reynolds Avaraged Navier – Stokes Equations), DNS (Direct Numerical Simulation) oraz LES (Large Eddy Simulation). Ze względu na dużą liczbę obliczanych przypadków, podczas analiz numerycznych zastosowano metody RANS. Metody RANS charakteryzuje najniższy wymagany czas obliczeniowy na jedną iterację. Dodatkowo pozwoliły one na przeprowadzenie obliczeń na dostępnym komputerze. Analizie poddano trzy modele RANS:

- k-omega SST

Model k-omega SST jest modelem dwurównaniowym, który znalazł zastosowanie w modelowaniu przepływów w warstwie przyściennej. Zapewnia on dokładniejsze przewidywanie separacji przepływu w porównaniu z modelami standarowymi (np. k-epsilon, k-omega).

- Transition-k-kl-omega

Model Transition-k-kl-omega jest modelem trzyrównaniowym i jest on wykorzystywany do rozwiązywania problemów związanych ze zmianami zachodzącymi w warstwie przyściennej, w szczególności podczas zmiany charakteru przepływu z regionu laminarnego w region turbulentny.

- Reynolds Stress

Model Reynolds Stress jest modelem siedmiorównaniowym, który posiada najbardziej rozbudowany model turbulencji. Znalazł on zastosowanie w modelowaniu złożonych przepływów, takich jak: przepływy cyklonowe czy silnie wirujące przepływy w komorach spalania.

Modele te zostały wybrane ze względu na najlepsze dopasowanie wyników numerycznych z doświadczalnymi (współczynnik siły nośnej oraz współczynnik oporu aerodynamicznego), najlepsze odzwierciedlanie charakteru przepływu i zaburzeń powstających za przeszkodami oraz zastosowanie w modelowaniu przepływów, gdzie zachodzi zmiana charakteru przepływu strugi [81, 82, 83].

5.3.2 Własności fizyczne materiałów

Kolejnym etapem budowy modelu numerycznego był dobór materiałów oraz zadanie w ustawieniach ich własności fizycznych. Podczas analiz numerycznych zastosowano następujące materiały:

- powietrze: czynnik omywający płytę
- żywica utwardzana UV: materiał z którego wykonano turbulizatory (podczas analiz numerycznych pominięto wpływ magnesów mocujących o wymiarach $10\text{ mm} \times 2\text{ mm} \times 1\text{ mm}$)

Powietrze

Odpowiednie zdefiniowanie parametrów fizycznych powietrza ma znaczący wpływ na wyniki obliczeń numerycznych. Gęstość powietrza ρ została określona modelem *Compressible - Liquid*, który uwzględnia zmiany gęstości powietrza wraz ze zmianami ciśnienia i temperatury. Ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu c_p zdefiniowano wbudowaną funkcją wielomianową *Piecewise-Polynomial Profile*. Przyjęto, że przewodność ciepła λ jest stała i wynosi $0,0242\text{ W/mK}$. Natomiast lepkość dynamiczną η opisano prawem Sutherlanda.

Żywica utwardzalna UV

Przyjęto, że parametry żywicy utwardzalnej UV są niezależne od temperatury i ciśnienia. Do wydruku turbulizatorów zastosowano żywicę FullCure 720 o gęstości 1189 kg/m^3 . Jej ciepło właściwe wynosiło 2400 J/kgK , natomiast przewodność cieplna: $0,186\text{ W/mK}$ [84].

5.3.3 Metoda obliczeniowa

W celu zamodelowania omawianego procesu wykorzystano metodę *Pressure-Velocity Coupling*. Jest to metoda oparta na obliczeniach ciśnieniowych, która, w porównaniu z metodami opartymi o gęstość, pozwalała na bardziej niezawodną i wydajną implementację jednofazową dla przepływów w stanie ustalonym. Zastosowana metoda *Coupled* charakteryzuje się równoczesnym rozwiązywaniem równań ciągłości, dzięki czemu uzyskuje się szybszą zbieżność w porównaniu do pozostałych metod [79].

Obliczenia zostały przeprowadzone metodą objętości skończonych, która jest zalecana do rozwiązywania zagadnień cieplno - przepływowych za pomocą programu ANSYS Fluent [79]. Główną zaletą tej metody jest obliczanie równań różniczkowych dla zadanego obszaru kontrolnego zamiast punktu, jak ma to miejsce w przypadku metody elementów brzegowych.

5.3.4 Warunki brzegowe

Analizowana geometria została podzielona na pojedyncze elementy: wlot powietrza, wylot powietrza, ogrzewana powierzchnia płyty oraz turbulizatory, co zaprezentowano na rys. 5.1. Warunki brzegowe określono na powierzchniach jako niezmiennie w czasie i przedstawiono w tab. 5.1. Na wlocie i wylocie powietrza z sekcji badawczej zastosowano uśrednioną temperaturę uzyskaną z przeprowadzonych badań eksperymentalnych. Również prędkość powietrza na wlocie została uśredniona na podstawie wyników

pomiarów opisanych w rozdziale *Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej*. Ściany boczne sekcji badawczej zostały zamodelowane jako ścianki stacjonarne, bez poślizgu (*No Slip Shear Condition*) oraz nie biorące udziału w wymianie ciepła. Powierzchnia płyty górnej oraz turbulizatorów zostały określone jako ścianki stacjonarne, bez poślizgu (*No Slip Shear Condition*). Przyjęto, że powierzchnia płyty górnej jest źródłem ciepła. Wartość gęstości strumienia ciepła zdefiniowano uśredniając wyniki uzyskane podczas pomiarów ciepłomierzem i przedstawione w rozdziale *Bilans cieplny płyty*.

Tab. 5.1 Warunki brzegowe zastosowane w modelu numerycznym.

Parametr	Warunek brzegowy	
Prędkość powietrza na wlocie do sekcji badawczej	$u_{\infty} = 0,9 \text{ m/s}$	$u_{\infty} = 3,16 \text{ m/s}$
Gęstość strumienia ciepła z powierzchni płyty	$\dot{q} = 300,62 \text{ W/m}^2$	$\dot{q} = 444,54 \text{ W/m}^2$
Temp. powietrza na wlocie do sekcji badawczej	$T_{in} = 289,43 \text{ K}$	$T_{in} = 289,61 \text{ K}$
Temp. powietrza na wylocie z sekcji badawczej	$T_{out} = 292,31 \text{ K}$	$T_{out} = 290,24 \text{ K}$

5.4 Analiza wyników numerycznych

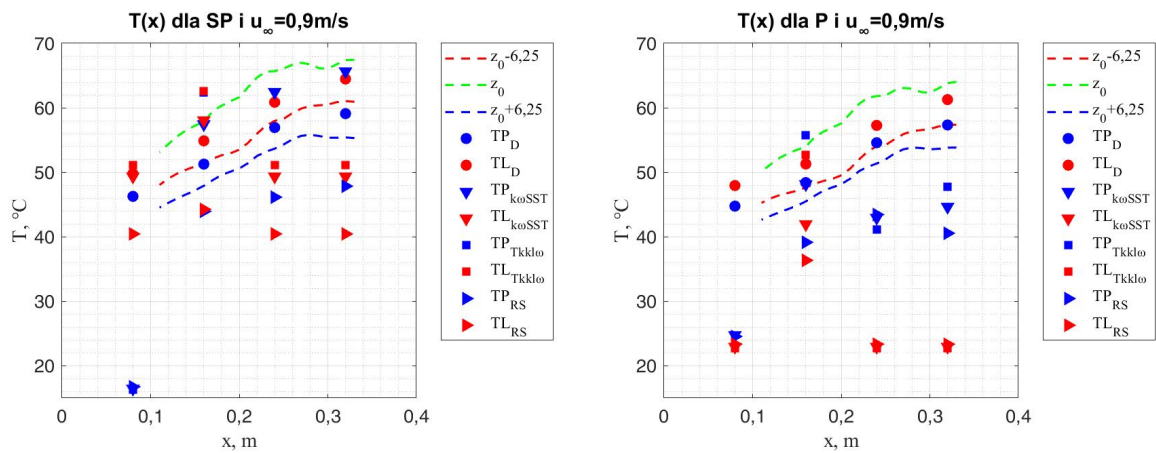
5.4.1 Walidacja modelu numerycznego

W celu określenia modelu numerycznego, który najlepiej odzwierciedlał przeprowadzony eksperyment, porównano temperatury powierzchni płyty uzyskane z doświadczenia z temperaturami otrzymanymi z analiz numerycznych dla lokalizacji zaprezentowanych na rys. 4.5. Na podstawie analizy literatury [81, 82, 83] do obliczeń numerycznych opływu płyty wyposażonej w turbulizatory wytypowano trzy modele: *k-omega SST*, *Transition-k-kl-omega* oraz *Reynolds Stress*. Podczas analizy wyników doświadczalnych zaobserwowano, że dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne zachodziła największa intensyfikacja wymiany ciepła, dlatego w niniejszym rozdziale rozpatrzono następujące przypadki geometryczne:

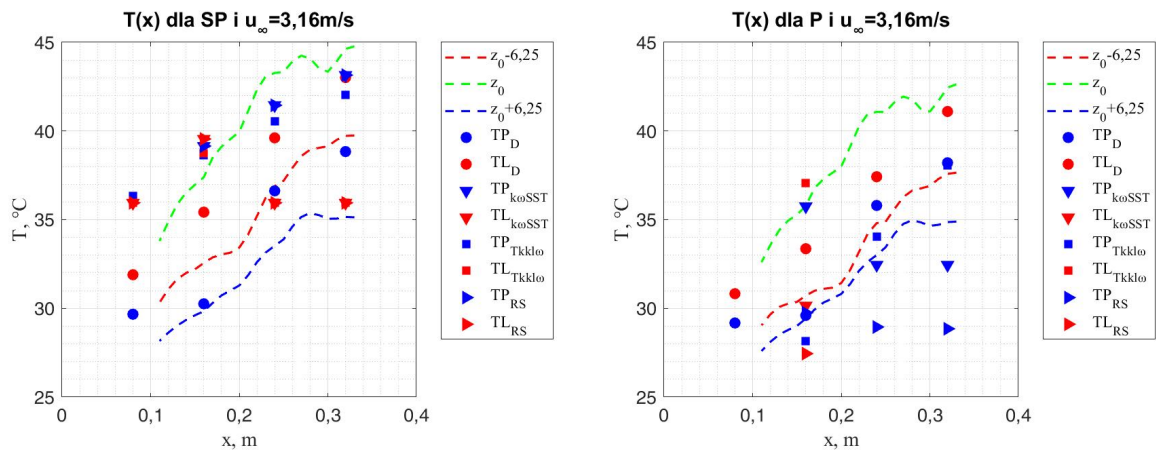
- **SP₀₉**: płyta bez turbulizatorów oraz prędkość strugi powietrza $u_{\infty} = 0,9 \text{ m/s}$
- **SP₃₁₆**: płyta bez turbulizatorów oraz prędkość strugi powietrza $u_{\infty} = 3,16 \text{ m/s}$
- **P₀₉**: płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne pełne oraz prędkość strugi $u_{\infty} = 0,9 \text{ m/s}$
- **P₃₁₆**: płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne pełne oraz prędkość strugi $u_{\infty} = 3,16 \text{ m/s}$

Na rys. 5.5 przedstawiono wartości temperatury dla prędkości strugi 0,9 m/s, natomiast na rys. 5.6 dla prędkości strugi 3,16 m/s. Liniami przerywanymi oznaczono wyniki dla pomiarów wykonanych kamerą termowizyjną, natomiast punktami dla termopar (TP - termopary prawe, TL - termopary lewe). Indeksom dolnym przypisano następujące przypadki: **D** - wyniki uzyskane z doświadczenia, **k ω SST** - wyniki uzyskane z modelu turbulencji *k-omega SST*, **Tkkl ω** - wyniki uzyskane z modelu *Transition-k-kl-omega*, **RS** - wyniki uzyskane z modelu *Reynolds Stress*.

Analizując otrzymane wyniki zaobserwowano, że temperatury uzyskane z modelowania numerycznego różnią się od temperatur z badań eksperymentalnych. Dla prędkości strugi 0,9 m/s i płyty bez turbulizatorów (SP) największą rozbieżność wartości uzyskano dla modelu *Reynolds Stress* (średnia odchyłka $\pm 18,5^\circ\text{C}$), natomiast najlepsze dopasowanie dla modelu *k-omega SST* (średnia odchyłka $\pm 9,8^\circ\text{C}$). W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) i $u = 0,9\text{ m/s}$, dla termopar lewych (oznaczonych czerwonymi punktami) i pozycji 0,08 m, 0,24 cm oraz 0,32 m, modele numeryczne osiągnęły podobną temperaturę: ok. 24°C . Wartości temperatur dla termopar prawych (niebieskie punkty) są wyższe i ich przebieg wzdłuż płyty był równoległy do wyników eksperymentalnych. Średnia minimalna odchyłka wyników numerycznych wyniosła: $\pm 15,9^\circ\text{C}$ (model *Reynolds Stress*), natomiast maksymalna $\pm 19,0^\circ\text{C}$ (model *Transition-k-kl-omega*).



Rys. 5.5 Porównanie temperatur z eksperymentu i numeryki dla płyty bez turbulizatorów (SP) i z turbulizatorami prostokątnymi pełnymi (P) oraz prędkości strugi 0,9 m/s.



Rys. 5.6 Porównanie temperatur z eksperymentu i numeryki dla płyty bez turbulizatorów (SP) i z turbulizatorami prostokątnymi pełnymi (P) oraz prędkości strugi 3,16 m/s.

Dla prędkości strugi 3,16 m/s i płyty bez turbulizatorów (SP) wyniki uzyskane z obliczeń numerycznych wykazały lepsze dopasowanie do wyników eksperymentalnych w porównaniu z niższą prędkością przepływu. Średnia minimalna odchyłka wyniosła $\pm 5,0^{\circ}\text{C}$ (model *Transition-k-kl-omega*), natomiast średnia maksymalna odchyłka $\pm 8,9^{\circ}\text{C}$ (model *Reynolds Stress*). Również w przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P), modele numeryczne lepiej odzwierciedlały rzeczywiste pomiary. Średnia minimalna odchyłka wyniosła $\pm 7,7^{\circ}\text{C}$ dla modelu *Reynolds Stress*, natomiast maksymalna odchyłka $\pm 8,5^{\circ}\text{C}$ dla modelu *Transition-k-kl-omega*.

Dla płyty wyposażonej w turbulizatory, i dla obu wariantów prędkości, zaobserwowano, że pomiędzy modelami występują największe rozbieżności w wartościach temperatury dla $x = 0,16\text{ m}$. Można wyciągnąć wniosek, że miało to związek z zaburzeniami występującymi bezpośrednio za turbulizatorem oraz różną interpretacją tych zaburzeń przez poszczególne modele numeryczne.

Analiza wykresów temperatur uzyskanych z modelowania numerycznego oraz badań eksperymentalnych wykazała, że trudno jednoznacznie określić, który model najlepiej opisywał procesy ciepłno - przepływowe zachodzące za płytą wyposażoną w turbulizatory. W tym celu postanowiono obliczyć procentową odchyłkę temperatury dla wszystkich rozpatrywanych przypadków.

5.4.2 Procentowa odchyłka temperatury

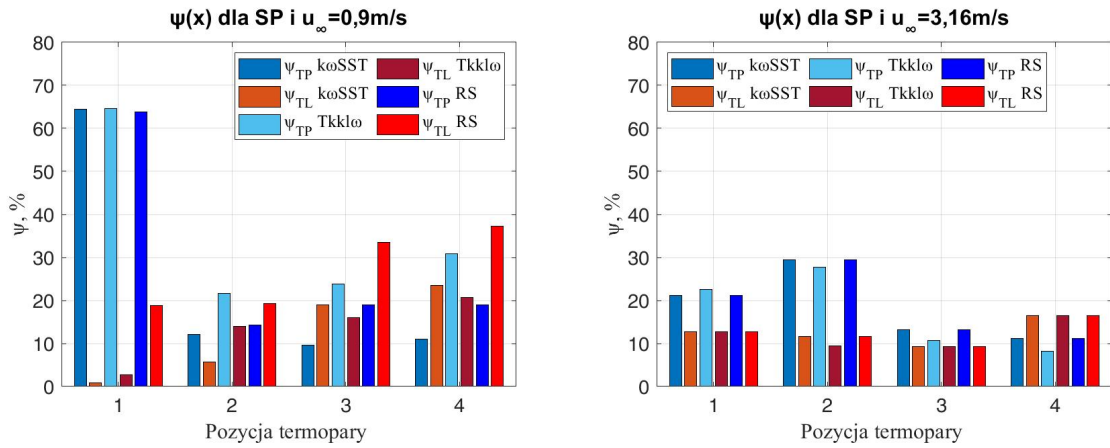
W celu sprawdzenia dopasowania danego modelu numerycznego do przeprowadzonych badań eksperymentalnych, dla każdej pozycji termopary obliczano procentową odchyłkę temperatury:

$$\psi = \frac{|T_{dos} - T_{mod}|}{T_{dos}} \cdot 100\%$$

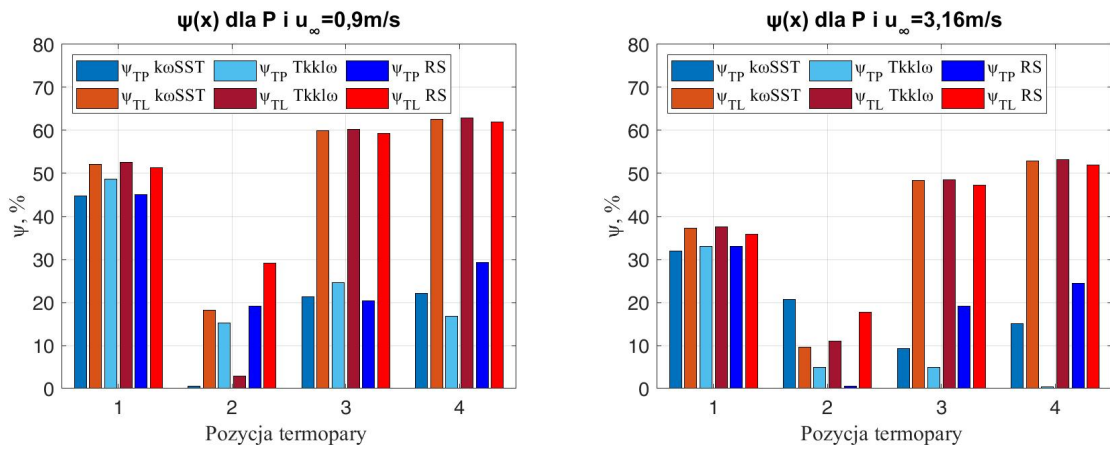
gdzie: T_{dos} - temperatura uzyskana z doświadczenia, K ; T_{mod} - temperatura uzyskana z modelu numerycznego, K .

Następnie, dla każdego analizowanego przypadku, określono medianę procentowej odchyłki temperatury. Podczas walidacji modeli numerycznych z badaniami eksperymentalnymi wykorzystano uzyskane temperatury powierzchni płyty w miejscu mocowania termopar (rys. 4.5).

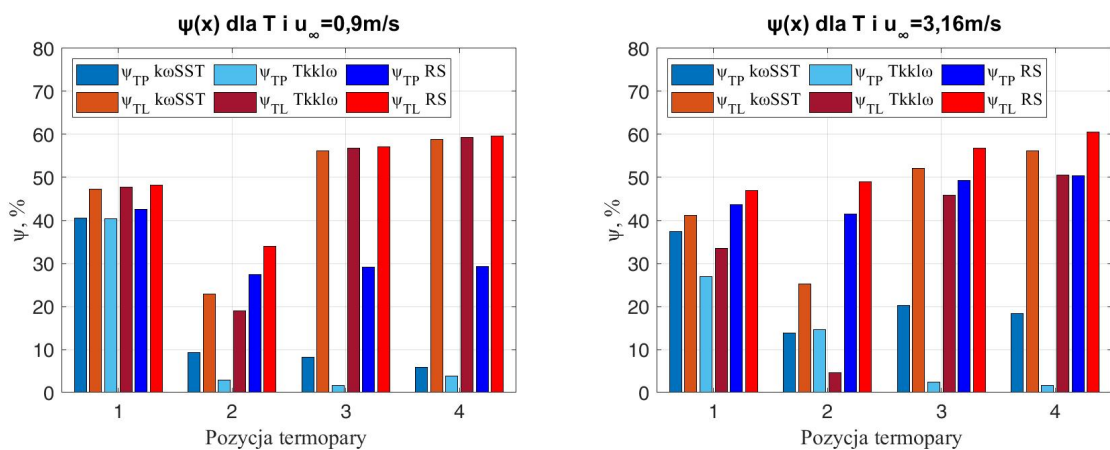
Na rys. 5.7 przedstawiono wyniki procentowej odchyłki temperatury dla lokalizacji poszczególnych termopar dla płyty bez turbulizatorów (SP), na rys. 5.8 dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) oraz na rys. 5.9 dla płyty wyposażonej w turbulizatory trójkątne pełne (T). Opracowane wykresy słupkowe przedstawiają wyniki dla obu wariantów prędkości strugi (0,9 m/s oraz 3,16 m/s oraz dla trzech wybranych modeli numerycznych (*k ω SST* - *k-omega SST*, *Tkkl ω* - *Transition-k-kl-omega*, *RS* - *Reynolds Stress*). Słupki w odcieniach niebieskich odnoszą się do termopar umieszczonych po prawej stronie płyty (**TP**), natomiast słupki w odcieniach czerwieni do termopar umieszczonych po lewej stronie płyty (**TL**). Pozycje prawych i lewych termopar wynoszą odpowiednio **1**: 0,08 m, **2**: 0,16 m, **3**: 0,24 m oraz **4**: 0,32 m od krawędzi napływu powietrza na płytę, tak jak to zaprezentowano na rys. 4.5.



Rys. 5.7 Procentowa odchyłka temperatury dla płyty bez turbulizatorów (SP).



Rys. 5.8 Procentowa odchyłka temperatury dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).



Rys. 5.9 Procentowa odchyłka temperatury dla płyty wyposażonej w turbulizatory trójkątne pełne (T).

W zależności od analizowanego przypadku, oraz zastosowanego modelu, wyniki procentowej odchyłki temperatury osiągały wartości, od 0,41% dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne (P) i prędkości strugi 3,16 m/s, do 64,67% dla płyty bez turbulizatorów (SP) i prędkości strugi 0,9 m/s. Procentowa odchyłka temperatury dla płyty wyposażonej w turbulizatory (zarówno prostokątne jak i trójkątne) osiągała dużo wyższe wartości dla termopar lewych (TL) dla obu prędkości strugi w porównaniu z termoparami prawymi (TP). Przypuszcza się, że różnice te były spowodowane nieidealnymi wynikami badań eksperymentalnych, co wpłynęło na wystąpienie rozbieżności temperatur pomiędzy lewym a prawym rzędem termopar. Dla idealnego przypadku temperatury te powinny być sobie równe, ponieważ turbulizatory ustawione były pod takim samym kątem, miały takie same wymiary, powierzchnia płyty wygrzewała się równomiernie oraz profil prędkości w miejscu styku z turbulizatorem był taki sam. W rzeczywistości występowały zaburzenia mające wpływ na powstanie różnic w przepływie za prawym i lewym turbulizatorem, m.in. zaburzenia powodowane przez ścianki tunelu, nieidealny profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej, nierównomierne wygrzewanie się powierzchni płyty czy występowanie błędów ludzkiego podczas montażu termopar i turbulizatorów.

Na podstawie analizy wykresów procentowej odchyłki temperatury nie można było jednoznacznie określić, który model najlepiej opisywał wyniki badań eksperymentalnych. Było to spowodowane znacznymi różnicami w uzyskanych wartościach, zależnych od pozycji termopary, wariantu geometrycznego czy prędkości strugi. W tym celu postanowiono obliczyć medianę procentowej odchyłki temperatury dla każdego analizowanego przypadku oraz wytypować modele z jej najniższą wartością. Zastosowanie średniej wartości procentowej odchyłki temperatury byłoby w tym przypadku błędne, ponieważ w zaprezentowanych wynikach na rys. 5.7 - 5.9 zaobserwowano występowanie wyników znacznie odbiegających od pozostałych, które miałyby istotny wpływ na uzyskaną wartość średnią. Model numeryczny charakteryzujący się „stabilnymi” wartościami procentowej odchyłki temperatury był bardziej wiarygodny w porównaniu z modelem, gdzie te wartości ulegają fluktuacjom.

Tab. 5.2 Mediana z procentowej odchyłki temperatury dla dwóch prędkości strugi (0,9 m/s i 3,16 m/s) oraz wariantów geometrycznych: SP - płyta bez turbulizatorów, P - płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne pełne, PP - płyta wyposażona w turbulizatory z otworem, T - płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne, TP - płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne z otworem.

Prędkość	Geometria	Model numeryczny			Najlepiej dopasowany model
		k-omega SST	Transition-k-kl-omega	Reynolds Stress	
0,9 m/s	SP	11,57 %	21,13 %	19,20 %	k-omega SST
	P	33,42 %	36,67 %	37,21 %	k-omega SST
	PP	32,78 %	36,62 %	63,77 %	k-omega SST
	T	31,70 %	29,70 %	38,24 %	Transition-k-kl-omega
	TP	35,80 %	34,22 %	38,40 %	Transition-k-kl-omega
3,16 m/s	SP	12,94 %	11,71 %	12,94 %	Transition-k-kl-omega
	P	26,37 %	22,02 %	28,75 %	Transition-k-kl-omega
	PP	30,06 %	40,86 %	23,48 %	Reynolds Stress
	T	31,39 %	20,77 %	49,13 %	Transition-k-kl-omega
	TP	21,79 %	21,31 %	26,00 %	Transition-k-kl-omega

W tab. 5.2 porównano medianę procentowej odchyłki temperatury dla wszystkich przypadków geometrycznych oraz wariantów prędkości strugi. Na podstawie analizy zestawionych wyników wywnioskowano, że najlepiej zwalidowanym modelem był model *Transition-k-kl-omega*. Dla dziesięciu przeanalizowanych przypadków, aż w sześciu wykazywał on najniższe wartości mediany procentowej odchyłki temperatury. Model *k-omega SST* osiągał najniższe wartości mediany dla trzech przypadków, natomiast model *Reynolds Stress* tylko dla jednego. Dla niższej prędkości strugi najlepszym dopasowaniem charakteryzował się model *k-omega SST* (trzy przypadki z pięciu), natomiast dla wyższej prędkości strugi model *Transition-k-kl-omega* (cztery przypadki z pięciu). Najlepszą dokładność w odwzorowaniu wyników eksperymentalnych zaobserwowano dla płyty bez turbulizatorów (SP), gdzie mediana odchyłki temperatury wynosiła od 11,57% dla modelu *k-omega SST* do 21,13% dla modelu *Transition-k-kl-omega*. Dla turbulizatorów z otworami osiągnięto wyższe wartości procentowej odchyłki temperatury (od 21,31% do 63,77%) w porównaniu z pozostałymi przypadkami. Oznaczało to, że dla tych geometrii należałoby przeprowadzić dodatkowe obliczenia numeryczne poprzedzone zmianą rozdzielczości siatki czy modelu numerycznego.

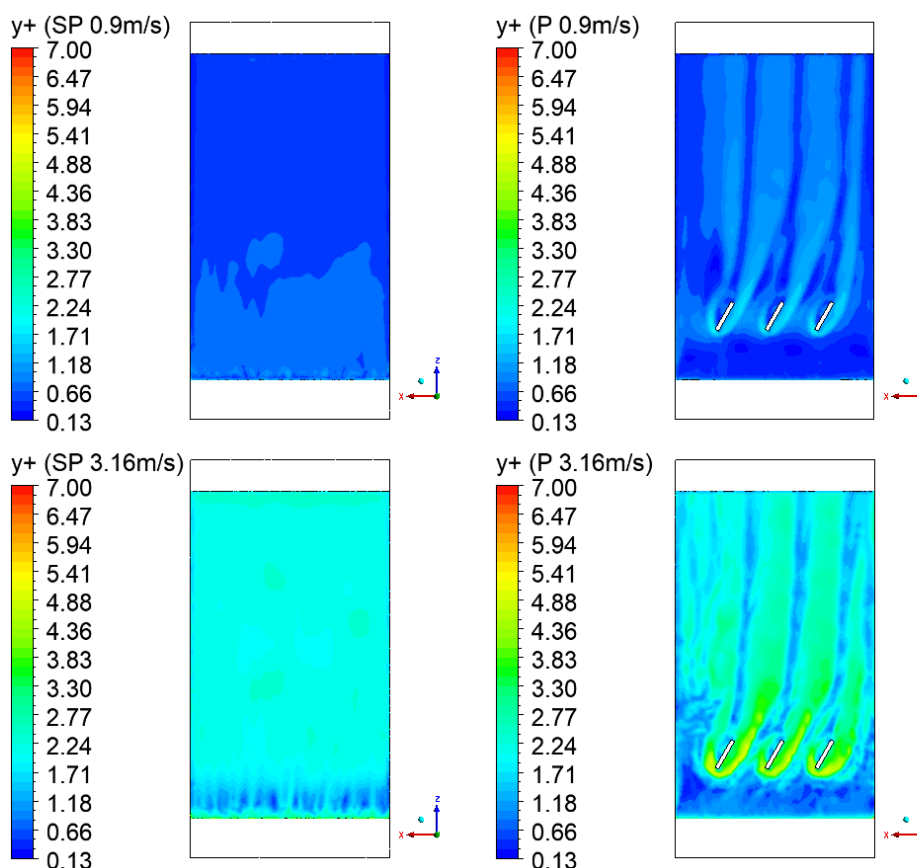
W dalszej części dysertacji przedstawiono szczegółowe wyniki analiz dla modelu *Transition-k-kl-omega*.

5.5 Analiza wyników dla modelu Transition-k-kl-omega

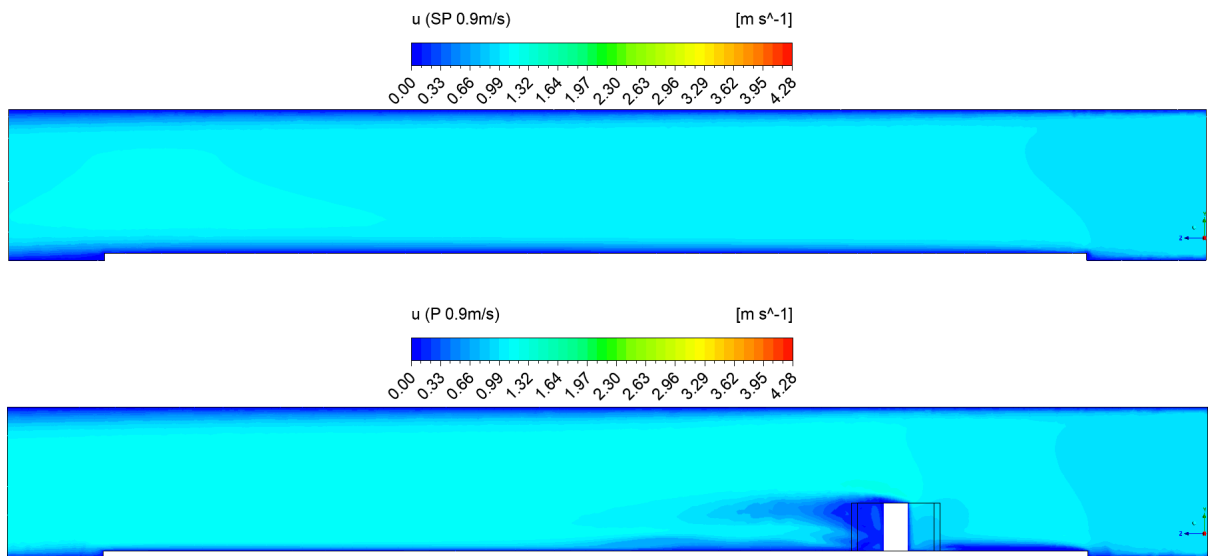
Badania doświadczalne wykazały największą intensyfikację wymiany ciepła dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P), natomiast przeprowadzona walidacja określiła, że model *Transition-k-kl-omega* najlepiej opisywał analizowane przypadki. Za pomocą programu *ANSYS CFD-Post*, zwizualizowano procesy zachodzące nad płytą wyposażoną w turbulizatory prostokątne pełne (P) oraz porównano je do przypadku referencyjnego - płyty bez turbulizatorów (SP).

5.5.1 Analiza warstwy przyściennej

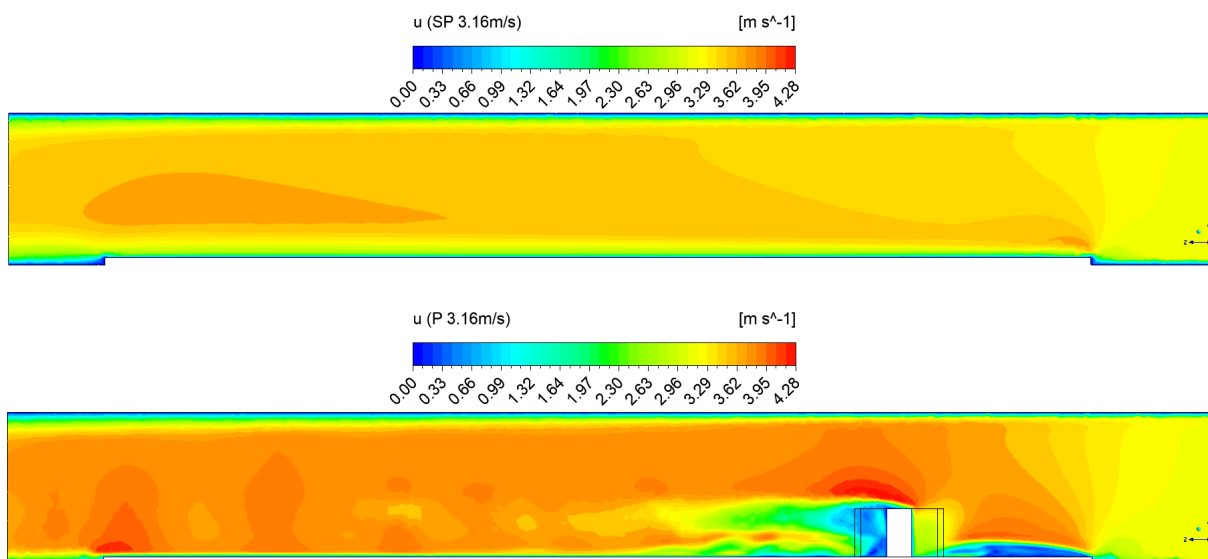
Jednym z kluczowych elementów podczas analizy warstwy przyściennej za pomocą modelowania numerycznego, była analiza parametru y^+ charakteryzującego zachowanie strugi przy ściankach. W celu sprawdzenia poprawności opracowanej siatki numerycznej oraz wykonanych obliczeń numerycznych, należało spełnić kryterium $y^+ < 5$. Na rys. 5.10 przedstawiono uzyskane wartości y^+ na powierzchni płyty. Zarówno dla prędkości strugi 0,9 m/s, jak i 3,16 m/s, oraz przypadku płyty bez turbulizatorów (SP) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) zaobserwowano, że na powierzchni płyty wartości parametru y^+ są mniejsze od 5.



Rys. 5.10 Wartości parametru y^+ na powierzchni płyty dla prędkości strugi 0,9 m/s i 3,16 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (SP) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).



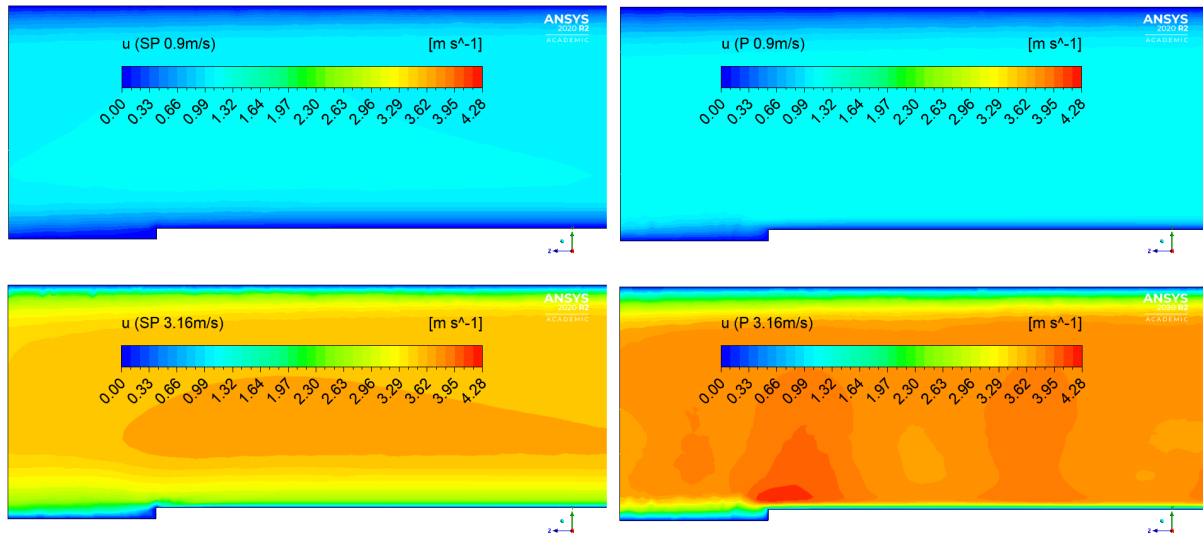
Rys. 5.11 Rozkład prędkości wzdłuż osi przepływu z_0 dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (górny rysunek) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (dolny rysunek).



Rys. 5.12 Rozkład prędkości wzdłuż osi przepływu z_0 dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (górny rysunek) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (dolny rysunek).

Na rys. 5.11 oraz 5.12 przedstawiono rozkład prędkości wzdłuż osi przepływu z_0 . Dla przypadku płyty bez turbulizatorów (SP) zaobserwowano spadki prędkości wraz ze zbliżaniem się po powierzchni płyty i utworzenie się hydrodynamicznej warstwy przyściennej. Warstwa ta charakteryzowała się niższą grubością na odcinku od $x = 0$ do ok $x = 7 \text{ cm}$ w porównaniu do płyty wyposażonej w turbulizatory. Grubość hydrodynamicznej warstwy przyściennej dla odległości 40 cm od krawędzi natarcia i prędkości przepływu strugi 0,9 m/s wyniosła ok. 1,3 cm, natomiast dla 3,16 m/s ok. 1 cm. Według obliczeń teoretycznych, przedstawionych w rozdziale *Warstwa przyścienna*, grubość hydrodynamicznej warstwy

przyściennej w odległości 40 cm od krawędzi natarcia miała 1,4 cm dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz 0,75 cm dla 3,16 m/s. Różnice pomiędzy teoretycznymi obliczeniami, a modelem numerycznym wynosiły odpowiednio 7% oraz 33% i spowodowane były uwzględnieniem w modelu numerycznym zmiany charakteru przepływu za krawędzią natarcia płyty, wpływem temperatury płyty na konwekcyjny ruch cząsteczek w warstwie przyściennej oraz zwiększeniem średniej prędkości strugi powietrza w rdzeniu przepływu po napływie na płytę (dla prędkości wlotowej 0,9 m/s prędkość strugi w rdzeniu wyniosła 1,12 m/s, natomiast dla 3,16 m/s było to 3,66 m/s).

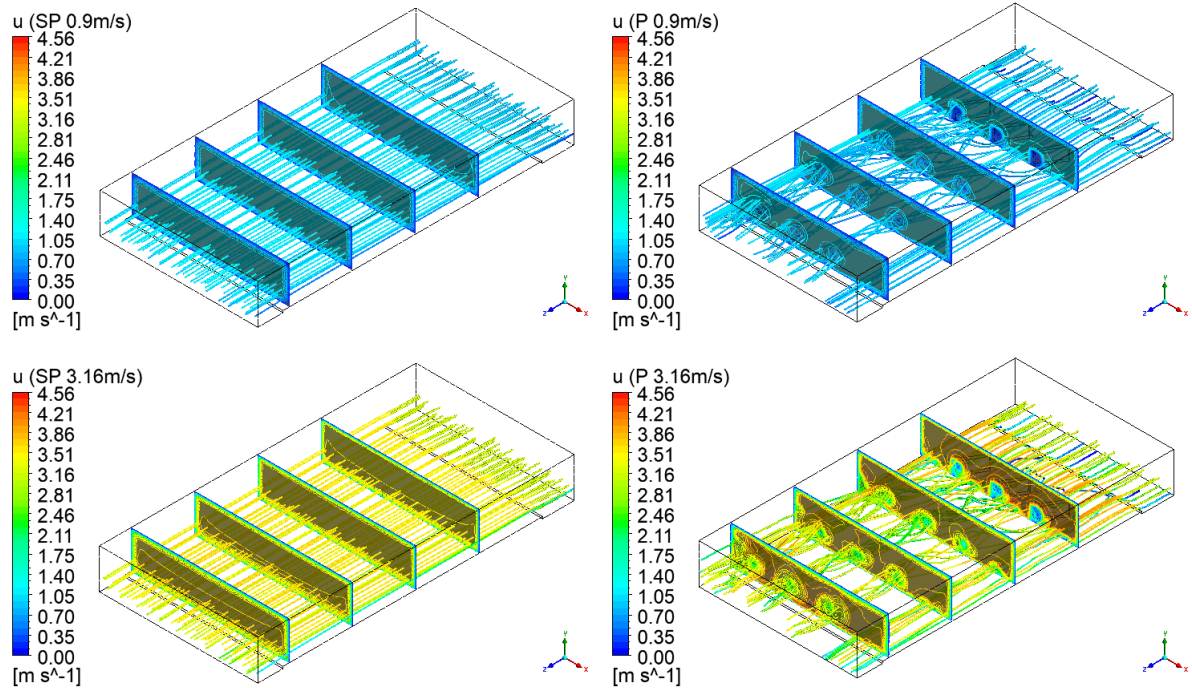


Rys. 5.13 Porównanie rozkładu prędkości i grubości warstwy przyściennej wzdłuż osi płyty przy końcu płyty dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s i płyty bez turbulizatorów (SP) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).

Dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) zaobserwowano zmianę grubości hydrodynamicznej warstwy przyściennej za turbulizatorami. Zaburzenia spowodowane obecnością turbulizatorów, przyczyniły się do oderwania warstwy przyściennej - dla prędkości przepływu strugi 3,16 m/s zaobserwowano dużo większą redukcję warstwy przyściennej za turbulizatorem w porównaniu do prędkości strugi 0,9 m/s. Na rys. 5.13 przedstawiono rozkłady prędkości i grubości warstwy przyściennej wzdłuż osi płyty przy końcu płyty. Porównując lewe grafiki (płyty bez turbulizatorów) z prawymi grafikami (płyty z turbulizatorami) zauważono, że grubość warstwy przyściennej zmniejszyła się po zastosowaniu turbulizatorów. W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne, grubość warstwy przyściennej w odległości 40 cm od krawędzi natarcia i prędkości przepływu strugi 0,9 m/s wyniosła ok. 0,46 cm, natomiast dla 3,16 m/s wyniosła ok. 0,26 cm. Zastosowanie turbulizatorów prostokątnych pełnych zmniejszyło grubość warstwy przyściennej o ok. 64,6% dla prędkości 0,9 m/s oraz ok. 74% dla prędkości 3,16 m/s.

5.5.2 Analiza strugi powietrza za turbulizatorem

W celu analizy procesów przepływowych zachodzących po zastosowaniu turbulizatorów, przeprowadzono analizę ścieżki poruszania się cząsteczek. Na rys. 5.14 zaprezentowano kształt ścieżki przepływu cząsteczek *streamline* oraz rozkłady prędkości dla płyty bez turbulizatorów (SP) oraz płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) oraz dwóch prędkości strugi: 0,9 m/s oraz 3,16 m/s. Rozkład prędkości zaprezentowano dla przekrojów poprzecznych w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty.



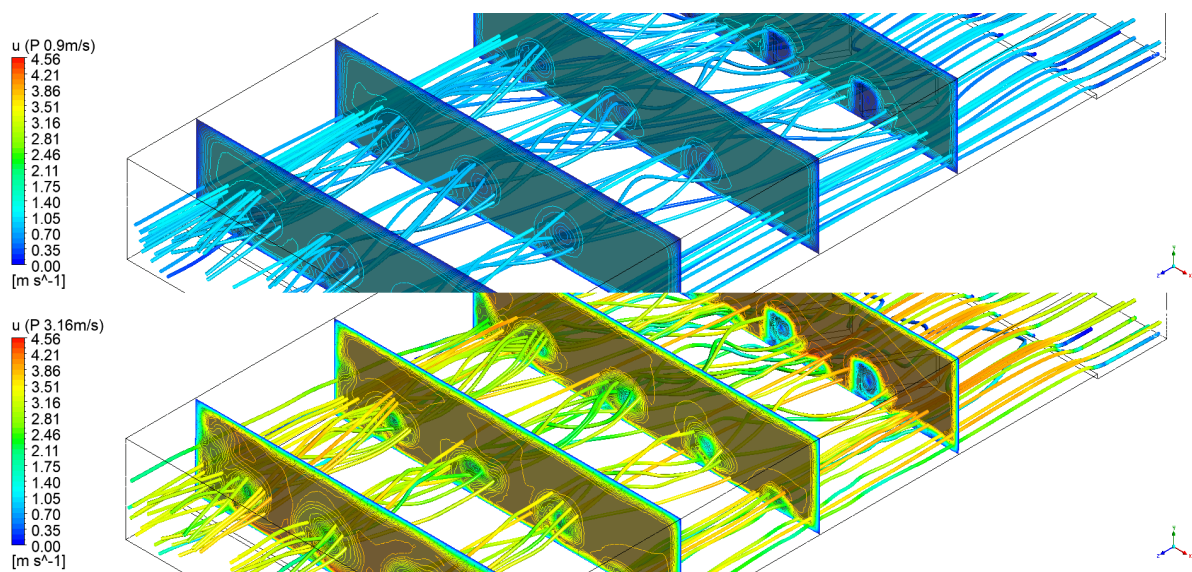
Rys. 5.14 Wizualizacja przepływu dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górne grafiki) oraz 3,16 m/s (dolne grafiki). Płyty bez turbulizatorów - SP (lewe grafiki) oraz płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne - P (prawe grafiki).

Linie prądu

Dla płyty bez turbulizatorów, niezależnie od prędkości strugi, linie prądu układały się równoległe do płaszczyzny ogrzewanej płyty. W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) zaobserwowano zmiany w charakterze przepływu za turbulizatorami. Dla wyższej prędkości strugi występowały większe zaburzenia - w szczególności pomiędzy prawą ścianą sekcji badawczej, a turbulizatorem. Przekładało się to na wygląd profilu prędkości. W załączniku D na rys. D.1 zaprezentowano rzuty od góry z wizualizacją przepływu dla płyty wyposażonej w turbulizatory.

Prędkość

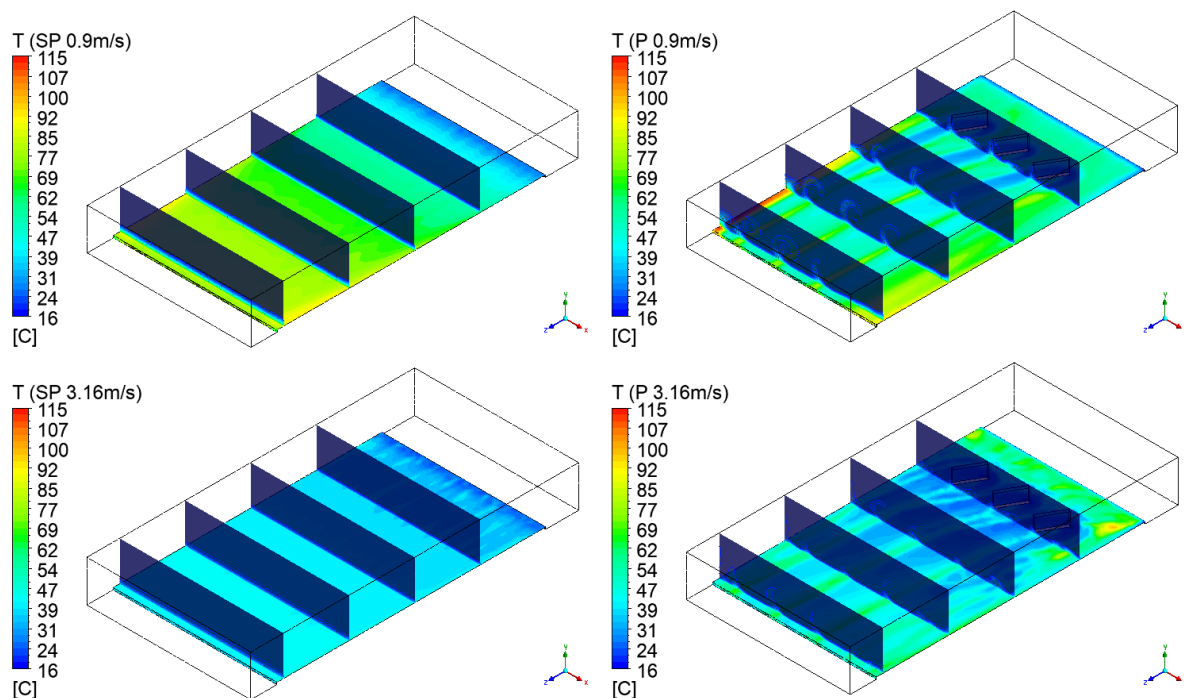
Przedstawione na rys. 5.14 wartości prędkości powietrza dla płyty bez turbulizatorów nieznacznie różnią się od siebie. Widoczne było zmniejszanie się prędkości przy płycie oraz ściankach tunelu, co związane jest z powstawaniem hydrodynamicznej warstwy przyściennej. Rdzeń przepływu charakteryzował się stałą prędkością, bez względu na analizowany przekrój. W przypadku płyt wyposażonych w turbulizatory zaobserwowano zmiany w wartościach prędkości dla zaprezentowanych przekrojów, co zostało powiększone na rys. 5.15 oraz na rys. D.2 - D.5 w załączniku D. Wraz z oddalaniem się od turbulizatora, zaobserwowano zwiększanie się powierzchni zaburzeń. Dla mniejszej prędkości strugi kształt zaburzeń był symetryczny i zbliżony do okręgu. W przypadku wyższej prędkości powstające zaburzenia były bardziej niejednorodne.



Rys. 5.15 Wizualizacja przepływu dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górna grafika) oraz 3,16 m/s (dolna grafika).

Temperatura

Zaburzenia wprowadzone przez turbulizatory wpływały na temperaturę na powierzchni płyty oraz powietrza nad płytą, co zaprezentowano na rys. 5.16. Dla płyt bez turbulizatorów (SP) zaobserwowano gradientowy wzrost temperatury wzdłuż płyty. Na początku płyty, gdzie hydrodynamiczna warstwa przyścienna była najcieńsza, osiągane były najniższe temperatury. Wraz ze wzrostem grubości hydrodynamicznej warstwy przyściennej, pogarszało się przejmowanie ciepła od płyty do powietrza i temperatura płyty wzrastała. W przypadku płyt wyposażonych w turbulizatory prostokątne pełne (P) obserwowane były strefy wyższych i niższych temperatur. W miejscach, w których występowały większe zaburzenia przepływu (patrz rys. 5.14 oraz 5.15), pola temperatur były niejednorodne. W załączniku E na rys. E.1 zaprezentowano porównanie rozkładów temperatury na płycie wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne w zależności od prędkości strugi.

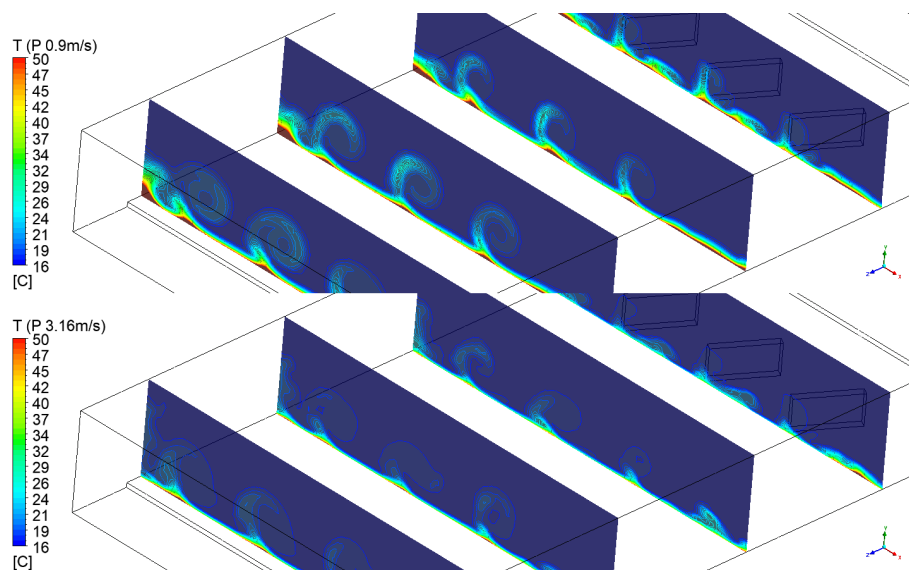


Rys. 5.16 Temperatura powierzchni płyty oraz rozkłady temperatury powietrza dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górne grafiki) oraz 3,16 m/s (dolne grafiki). Płyty bez turbulizatorów - SP (lewe grafiki) oraz płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne - P (prawe grafiki).

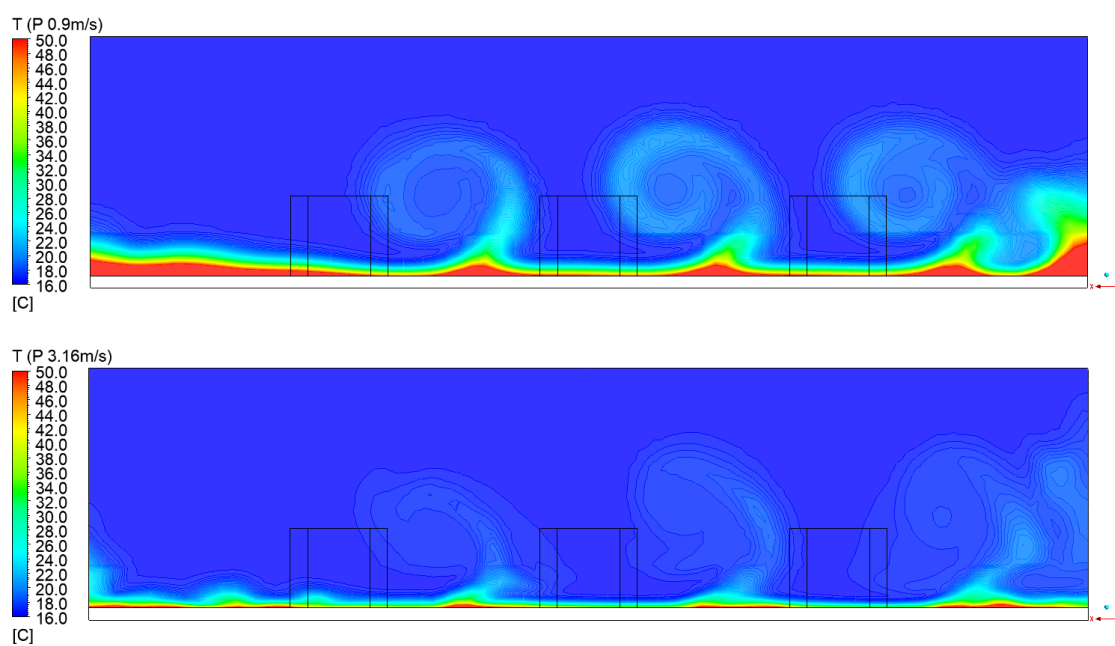
Na zbliżeniu przedstawionym na rys. 5.17 zaprezentowano masy cieplejszego powietrza unoszonego przez zaburzenia. Wraz ze wzrostem odległości od turbulizatora, ilość cieplejszego powietrza nad płytą zwiększała się. W przypadku płyty bez turbulizatorów występował równomierny spadek temperatury powietrza od powierzchni płyty do rdzenia przepływu.

Dla płyty bez turbulizatorów (SP) średnia temperatura powierzchni płyty wynosiła $64,75^{\circ}\text{C}$ dla prędkości strugi $0,9\text{ m/s}$ oraz $39,05^{\circ}\text{C}$ dla prędkości strugi $3,16\text{ m/s}$. Dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) średnia temperatura powierzchni płyty wynosiła $54,35^{\circ}\text{C}$ dla prędkości strugi $0,9\text{ m/s}$ oraz $43,15^{\circ}\text{C}$ dla prędkości strugi $3,16\text{ m/s}$.

Na rys. 5.18 przedstawiono rozkład temperatury powietrza dla przekroju poprzecznego w odległości 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Na pierwszym planie widoczne były kontury turbulizatorów. Zastosowanie turbulizatorów przyczyniło się do zwiększenia lokalnej temperatury powietrza. Dodatkowo, wraz ze wzrostem przepływu, zaobserwowano niższą temperaturę powietrza przy płycie, co oznaczało lepsze wychłodzenie płyty. W załączniku E na rys. E.2 - E.5 zaprezentowano rozkłady temperatur powietrza dla omawianych przekrojów.



Rys. 5.17 Rozkłady temperatury powietrza dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górna grafika) oraz 3,16 m/s (dolna grafika). Płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne (P).

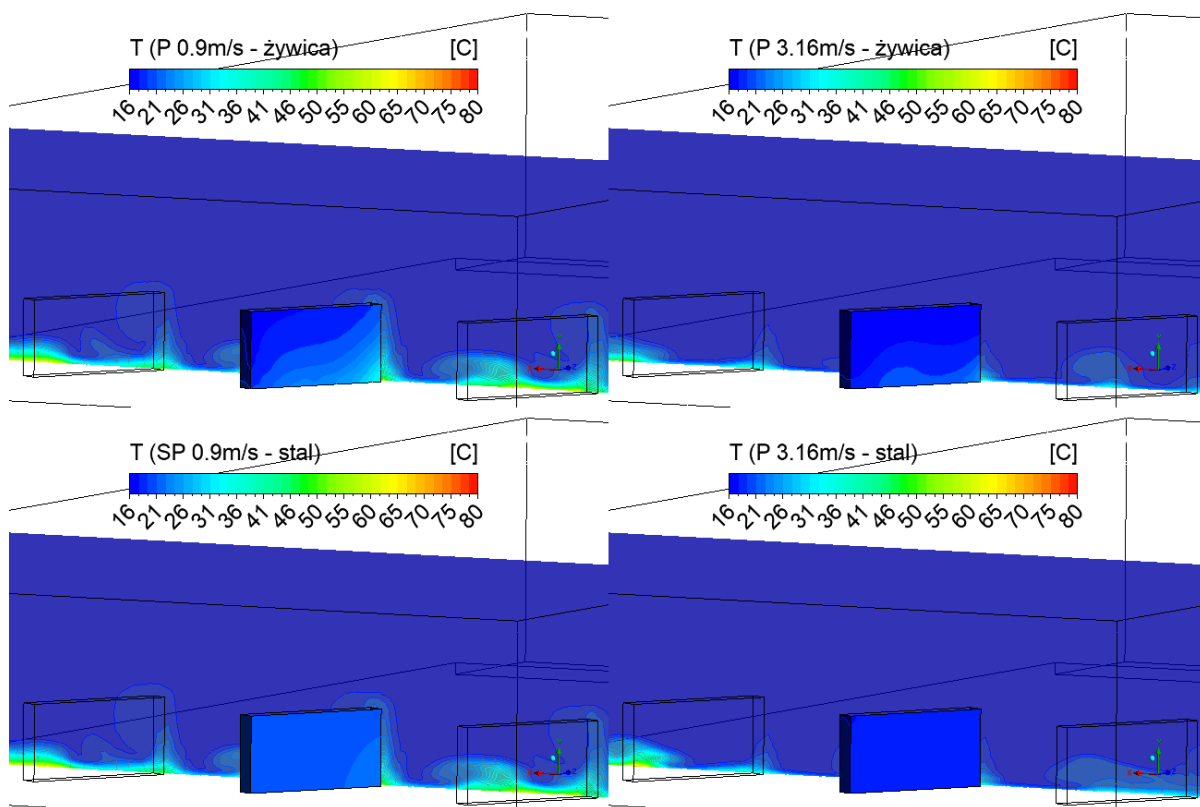


Rys. 5.18 Rozkład temperatury powietrza dla przekroju w odległości 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górna grafika) oraz 3,16 m/s (dolna grafika). Płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne (P).

5.6 Wpływ materiału turbulizatora na przenoszenie ciepła

Najpopularniejszym materiałem, z którego wykonane są turbulizatory jest stal. W zależności od rodzaju stali, współczynnik przewodzenia ciepła waha się od 12 W/mK dla stali nierdzewnej do 150 W/mK dla stali stopowej. Przypuszcza się, że stalowe turbulizatory pełnią zarówno funkcję elementów zaburzających przepływ, ale także żeber. W niniejszym rozdziale postanowiono porównać wyniki modelowania numerycznego dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne wykonane ze stali nierdzewnej, o współczynniku przewodzenia ciepła równym 16,27 W/mK, oraz z żywicy, o współczynniku przewodzenia ciepła 0,186 W/mK.

Dla prędkości strugi 0,9 m/s i turbulizatorów wykonanych z żywicy średnia temperatura powierzchni płyty wyniosła 54,35 °C, a dla stalowych turbulizatorów 53,85 °C. Natomiast dla prędkości strugi 3,16 m/s było to 43,15 °C dla turbulizatorów wykonanych z żywicy oraz 43,65 °C dla stalowych turbulizatorów. Zestawienie średniej temperatury powietrza dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty zestawiono w tabeli 5.3, natomiast na rys. 5.19 zaprezentowano temperaturę powierzchni turbulizatora oraz powietrza dla przekroju w odległości 10 cm od krawędzi natarcia płyty.



Rys. 5.19 Temperatura powierzchni turbulizatora oraz rozkłady temperatury powietrza dla przekroju w odległości 10 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (lewe grafiki) oraz 3,16 m/s (prawe grafiki).

Płyta wyposażona w turbulizatory wykonane z żywicy (górne grafiki) oraz stali (dolne grafiki).

Porównując do siebie temperatury powierzchni turbulizatora zaobserwowano, że dla stalowych turbulizatorów zachodziło równomierne wychłodzenie powierzchni, w porównaniu z turbulizatorami

wykonanymi z żywicy, gdzie im bliżej powierzchni ogrzewanej, tym wyższa temperatura turbulizatora. Wzrost prędkości przepływu strugi obniżał temperaturę powierzchni turbulizatora w obu przypadkach. W tabeli 5.3 przedstawiono uśrednioną temperaturę powietrza dla czterech wybranych przekrojów prostopadłych do powierzchni płyty. Różnice w uśrednionych temperaturach powietrza wynosiły od 0 °C do 0,2 °C, Największą różnicę temperatur zaobserwowano dla przekroju najbliższej turbulizatora dla prędkości strugi 3,16 m/s: 0,2 °C. Dla turbulizatora wykonanego ze stali średnia temperatura powietrza wyniosła 17,25 °C, natomiast dla turbulizatora wykonanego z żywicy było to 17,05 °C.

Tab. 5.3 Średnia temperatura powietrza dla przekrojów prostopadłych do powierzchni płyty w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty.

Prędkość strugi	0,9 m/s		3,16 m/s		
	Żywica	Stal	Żywica	Stal	
Odległość od krawędzi natarcia płyty	10 cm	17,95 °C	17,95 °C	17,05 °C	17,25 °C
	20 cm	18,25 °C	18,25 °C	17,15 °C	17,15 °C
	30 cm	18,85 °C	18,85 °C	17,35 °C	17,45 °C
	40 cm	19,35 °C	19,25 °C	17,55 °C	17,65 °C

Na podstawie analiz wyników z przeprowadzonych obliczeń numerycznych wywnioskowano, że materiał z którego wykonany był turbulizator, miał znikomy wpływ na intensyfikację procesów wymiany ciepła. W celu potwierdzenia słuszności niniejszego stwierdzenia niezbędne jest przeprowadzenie analiz z zastosowaniem materiałów o wyższym współczynniku przewodzenia ciepła, różnych prędkościach przepływu strugi oraz dla różnych kształtów turbulizatorów.

5.7 Wnioski

W niniejszym rozdziale zaprezentowano najważniejsze parametry modelu numerycznego (m.in. geometrię, siatkę, warunki brzegowe) oraz wyniki uzyskane z modelowania numerycznego procesów ciepło - przepływowych zachodzących za płytą bez turbulizatorów oraz płytą wyposażoną w turbulizatory. W tym celu zastosowano trzy modele numeryczne: *k-omega SST*, *Transition-k-kl-omega* oraz *Reynolds Stress*. Otrzymane wyniki numeryczne porównano z wynikami z badań eksperymentalnych. Na podstawie analizy procentowej odchyłki temperatury ustalono, że modelem, który najlepiej odzwierciedla przeprowadzone doświadczenia, jest *Transition-k-kl-omega*. Przeprowadzona walidacja oraz analiza wyników numerycznych dla płyty bez turbulizatorów i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne, pozwoliły na wyciągnięcie następujących wniosków:

- Przypuszcza się, że różnice występujące pomiędzy temperaturami otrzymanymi z doświadczenia oraz obliczeń numerycznych wynikały z nierównomiernego wygrzewania płyty, które było spowodowane: montażem dwóch grzałek, występowaniem przerw na styku grzałka - płyta

czy nierównomiernym ułożeniem przewodów grzejnych w grzałce. Analiza zaprezentowanych wykresów wykazała, że dla obu prędkości strugi, występowały dużo wyższe procentowe odchyłki temperatury dla termopar lewych (TL) w porównaniu z termoparami prawymi (TP). W kolejnych badaniach eksperymentalnych i numerycznych zaleca się zmianę kąta natarcia turbulizatorów z 30° na -30° oraz sprawdzenie wpływu kierunku kąta natarcia na otrzymane wyniki w poszczególnych rzędach termopar.

- Zaburzenia wprowadzone przez turbulizatory miały wpływ na grubość hydrodynamicznej warstwy przyściennej. W przypadku płyty bez turbulizatorów, hydrodynamiczna warstwa przyścienna miała grubość ok. 1,3 cm dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz ok. 1 cm dla 3,16 m/s w odległości 40 cm od krawędzi natarcia płyty. W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne, grubość warstwy przyściennej w tym samym przekroju wyniosła ok. 0,46 cm dla 0,9 m/s oraz ok. 0,26 cm dla 3,16 m/s.
- Zaobserwowano, że lokalna oraz średnia temperatura powierzchni ogrzewanej płyty zależała od intensyfikacji powstających zaburzeń. Dzięki zastosowaniu modelowania numerycznego zwizualizowano prądy cieplejszego powietrza unoszonego nad płytą oraz strefy intensywniejszego odbioru ciepła od płyty. Dla płyty bez turbulizatorów (SP) średnia temperatura powierzchni płyty wyniosła $64,75^\circ\text{C}$ dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz $39,05^\circ\text{C}$ dla prędkości strugi 3,16 m/s. W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne średnia temperatura płyty wyniosła $54,35^\circ\text{C}$ dla 0,9 m/s oraz $43,15^\circ\text{C}$ dla 3,16 m/s.
- Na podstawie przeprowadzonego modelowania numerycznego wywnioskowano, że zmiana materiału turbulizatora z żywicy na stal nierdzewną, ma znikomy wpływ na intensyfikację wymiany ciepła.

Rozdział 6

Podsumowanie

Jednym z kluczowych wyzwań podczas projektowania wymienników ciepła jest dobór geometrii, dzięki której nastąpi intensyfikacja wymiany ciepła od powierzchni grzanej/chłodzonej do omywającego ją czynnika. Dużą popularnością cieszą się modyfikacje powierzchni wymiany ciepła wpływające na zwiększenie lokalnego współczynnika wnikania ciepła.

W niniejszej dysertacji eksperymentalnie oraz numerycznie przeanalizowano wpływ montażu turbulizatorów na procesy ciepło - przepływowe występujące nad płaską ogrzewaną stalową płytą. W porównaniu do wcześniej stosowanych metod, turbulizatory wykonano z materiału o niskim współczynniku przewodzenia ciepła - żywicy. Dodatkowo do odczytu temperatury analizowanej płyty zastosowano kamerę termowizyjną. Za pomocą specjalnie zaprojektowanego stanowiska laboratoryjnego *Tunel powietrzny* przeprowadzono badania doświadczalne dla czterech geometrii turbulizatorów oraz dwóch prędkości strugi powietrza. Dodatkowo opracowano model numeryczny, który posłużył m.in. do wizualizacji zaburzeń przepływu występujących za turbulizatorami.

Z trzech zaproponowanych modeli turbulencji (*k-omega SST*, *Transition-k-kl-omega* oraz *Reynolds Stress*) do dalszych analiz wytypowano model *Transition-k-kl-omega*, którego wyniki najlepiej pokrywały się z wynikami uzyskanymi na drodze eksperymentu. W zależności od analizowanego przypadku, mediana z procentowej odchyłki temperatury dla modelu *Transition-k-kl-omega* wahała się od 11,71 % do 40,86 % i dla sześciu z dziesięciu analizowanych przypadków osiągała najniższe wartości.

Z przeprowadzonych badań eksperymentalnych i modelowania numerycznego wyciągnięto następujące wnioski:

- Geometria turbulizatora miała wpływ na generowane zaburzenia, wielkość hydrodynamicznej warstwy przyściennej oraz stopień intensyfikacji wymiany ciepła.
- W rozpatrywanych przypadkach najwyższy wzrost lokalnego współczynnika wnikania ciepła uzyskano dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne oraz prędkości strugi 3,16 m/s. Dla pomiarów termoparami wzrost ten wyniósł 114 %, natomiast dla pomiarów kamerą termowizyjną 119 % w odniesieniu do płyty bez turbulizatorów, co pokrywa się z danymi literaturowymi [24] [25].

- Prędkość strugi powietrza wpłynęła na intensyfikację wymiany ciepła. Wraz ze wzrostem prędkości rosły wartości lokalnych współczynników wnikania ciepła, co potwierdziły analizy temperatury bezwymiarowej oraz liczby Stanton.
- Zastosowanie kamery termowizyjnej umożliwiło pomiary temperatury płyty i zaobserwowanie zmian w wartościach oraz profilach temperatury na powierzchni płyty bez turbulizatorów oraz wyposażonej w turbulizatory o różnych kształtach. Analiza zdjęć termowizyjnych płyty wyposażonej w turbulizatory wykazała powstawanie tzw. „falowania” izoterm w miejscach tworzenia się zaburzeń.
- Analiza temperatury bezwymiarowej pozwoliła na porównanie stopnia intensyfikacji wymiany ciepła pomiędzy różnymi kształtami turbulizatorów w odniesieniu do przypadku referencyjnego. Przeprowadzone badanie wykazało, że największa intensyfikacja wymiany ciepła miała miejsce dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne. Dla wszystkich przebadanych wariantów zaobserwowano, że najwyższe wartości lokalnych współczynników wnikania ciepła występują na powierzchni płyty bezpośrednio za turbulizatorami, gdzie prawdopodobnie tworzą się najintensywniejsze zaburzenia wpływające na konwekcyjną wymianę ciepła.
- Zarówno analiza temperatury bezwymiarowej odniesionej do długości bezwymiarowej, jak i analiza zależności bezwymiarowej liczby Stanton od bezwymiarowej liczby Reynoldsa odniesionej do długości płyty, wykazały, że wraz ze wzrostem odległości od turbulizatora następowało zmniejszanie się intensyfikacji wymiany ciepła pomiędzy płytą i powietrzem.
- Porównując modele teoretyczne liczby Stanton do wartości otrzymanych na drodze badań eksperymentalnych wykazano intensyfikację wymiany ciepła po zastosowaniu turbulizatorów.
- Dzięki przeprowadzonemu modelowaniu numerycznemu zwizualizowano zaburzenia powstające za turbulizatorami, przeanalizowano zmiany zachodzące w hydrodynamicznej warstwie przyściennej oraz określono profile temperatur na płycie i w powietrzu.
- Modelowanie numeryczne potwierdziło wpływ zaburzeń powstających za turbulizatorami na wysokość hydrodynamicznej warstwy przyściennej. Zastosowanie turbulizatorów prostokątnych pełnych zmniejszyło grubość warstwy przyściennej, w odległości 40 cm od krawędzi natarcia płyty, o ok. 64,6% dla prędkości 0,9 m/s oraz ok. 74% dla prędkości 3,16 m/s, w porównaniu do płyty bez turbulizatorów.
- Przeprowadzone analizy numeryczne wykazały, że lokalna oraz średnia temperatura powierzchni ogrzewanej płyty zależała od intensyfikacji powstających zaburzeń. Dla płyty bez turbulizatorów średnia temperatura powierzchni płyty wyniosła 64,75 °C dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz 39,05 °C dla prędkości strugi 3,16 m/s. W przypadku płyty wyposażonej w turbulizatory

prostokątne pełne średnia temperatura płyty wyniosła 54,35 °C dla 0,9 m/s oraz 43,15 °C dla 3,16 m/s. Wartości lokalnej temperatury płyty zaprezentowano na rys. E.1 w załączniku E.

- Rodzaj materiału, z jakiego został wykonany turbulizator, miał znikomy wpływ na intensyfikację wymiany ciepła pomiędzy płytą a powietrzem. Największą różnicę średniej temperatury powietrza zaobserwowano dla przekroju najbliższej turbulizatora ($x = 10$ cm) dla prędkości strugi 3,16 m/s: 0,2 °C.

Przedstawione wyżej podsumowanie i wnioski wykazały poprawność postawionej tezy.

W ramach dalszych prac badawczych dotyczących wykorzystania turbulizatorów w celu intensyfikacji procesów ciepło - przepływowych planowane jest rozszerzenie badań o:

- analizę wpływu materiału ogrzewanej płyty na odbiór ciepła
- analizę temperatur z otrzymanych zdjęć termowizyjnych za pomocą algorytmów matematycznych i sztucznej inteligencji
- przeprowadzenie badań eksperymentalnych oraz modelowania numerycznego dla wyższych liczb Reynoldsa
- analizę zaproponowanych w niniejszej dysertacji modeli numerycznych z wykorzystaniem innych kształtów turbulizatorów, ustawień turbulizatorów czy parametrów otoczenia
- wykonanie modelowania numerycznego z wykorzystaniem innych modeli turbulencji

Motywacją do pracy w najbliższej przyszłości jest chęć rozwinięcia przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz analiz numerycznych w celu określenia takiej liczby charakterystycznej opisującej procesy wymiany ciepła, która weźmie pod uwagę współczynniki przewodzenia ciepła materiałów z jakich został wykonany turbulizator oraz ogrzewana płyta.

Bibliografia

- [1] Adrian Bejan and Allan D Kraus. *Heat Transfer Handbook*. 2003.
- [2] Frank P Incropera, David P DeWitt, Theodore L Bergman, and Adrienne S Lavine. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer 6th Edition*. 2007.
- [3] Hermann Schlichting and Klaus Gersten. *Boundary-Layer Theory*. 2016.
- [4] Cengel Y.A. *Heat Transfer: A Practical Approach*. McGraw-Hill, 2002.
- [5] Pudlik W. *Wymiana i wymienniki ciepła*. BIBLIOTEKA GŁÓWNA POLITECHNIKI GDAŃSKIEJ, 2012.
- [6] Wiśniewski S. *Wymiana ciepła*. Państwowe Wydawnictwo Naukowe, 1979.
- [7] Afshin J. Ghajar Yunus A. Cengel. *Heat and mass transfer: Fundamentals and applications, 5th Edition*. 2014.
- [8] Przemysław Błasiak and Sławomir Pietrowicz. An experimental study on the heat transfer performance in a batch scraped surface heat exchanger under a turbulent flow regime. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 107:379–390, 2017.
- [9] Przemysław Błasiak and Sławomir Pietrowicz. A numerical study on heat transfer enhancement via mechanical aids. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 140:203–215, 2019.
- [10] Przemysław Smakulski and Sławomir Pietrowicz. A review of the capabilities of high heat flux removal by porous materials, microchannels and spray cooling techniques. *Applied Thermal Engineering*, 104:636–646, 2016.
- [11] A.E. Bergles. ExHTF for fourth generation heat transfer technology. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 26:335–344, 2002.
- [12] S. Kakaç, A.E. Bergles, F. Mayinger, and H. Yuncu. *Heat Transfer Enhancement of Heat Exchangers*. Springer, 1999.
- [13] S. Kakaç, H. Liu, and A. Pramuanjaroenkij. *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design, third edition*. CRC Press, 2012.

- [14] M. Siddique, A. R.A. Khaled, N. I. Abdulhafiz, and A. Y. Boukhary. Recent advances in heat transfer enhancements: A review report. *International Journal of Chemical Engineering*, 2010.
- [15] V. Kottke. Taylor–Görtler Vortices and Their Effect on Heat and Mass Transfer. *Heat Transfer, Proceedings of the International Heat Transfer Conference*, 3:1139–1144, 1986.
- [16] P. D. McCormack, H. Welker, and M. Kelleher. Taylor–Görtler Vortices and Their Effect on Heat Transfer. *ASME J. Heat Transfer*, 92:101–112, 1970.
- [17] F. J. Edwards and C. J.R. Alker. IMPROVEMENT OF FORCED CONVECTION SURFACE HEAT TRANSFER USING SURFACE PROTRUSIONS IN THE FORM OF (A) CUBES AND (B) VORTEX GENERATORS. pages 244–248. Jpn Soc of Mech Eng, 1974.
- [18] A. M. Jacobi and R. K. Shah. Heat transfer surface enhancement through the use of longitudinal vortices: A review of recent progress. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 11(3):295–309, 1995.
- [19] Gautam Biswas, Nimai Kumar Mitra, and Martin Fiebig. Computation of laminar mixed convection flow in a channel with wing-type built-in obstacles. *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, 3:447–453, 1989.
- [20] Agnieszka Ochman, Sławomir Pietrowicz, and Zbigniew Gnutek. Enhancement of thermal processes in the fin-and-tube heat exchanger by vortex generators. In *Proceedings of the XVIIth International Conference on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy, HTRSE-2016/ A. A. Stachel and D. Mikielewicz (eds.)*, pages 271–278, Wydawnictwo Uczelniane ZUT, 2016.
- [21] M. Kapusta and J. Skopiński. Czy są turbulizatory? *Lotniczapolska.pl*, 02 2013.
- [22] John C. Lin. Review of research on low-profile vortex generators to control boundary-layer separation. 2002.
- [23] Herbert Pearcey. Introduction to shock-induced separation and its prevention by design and boundary layer control. 1961.
- [24] K. Torii and J. I. Yanagihara. Enhancement of Laminar Boundary Layer Heat Transfer by a Vortex Generator. *JSME International Journal*, 32(3):395–402, 1989.
- [25] J. I. Yanagihara and K. Torii. Enhancement of Laminar Boundary Layer Heat Transfer by a Vortex Generator. *JSME International Journal*, 35(3):400–405, 1992.
- [26] M. Fiebig. Vortices, generators and heat transfer. *Chemical Engineering Research and Design*, 1998.
- [27] Lei Chai and Savvas A. Tassou. A review of airside heat transfer augmentation with vortex generators on heat transfer surface. *Energies*, 11(10), 2018.
- [28] M. C. Gentry and A. M. Jacobi. Heat Transfer Enhancement by Delta-Wing Vortex Generators on a Flat Plate: Vortex Interactions with the Boundary Layer. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1997.

- [29] G. Biswas, K. Torii, D. Fujii, and K. Nishino. Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1996.
- [30] J. M. Wu and W. Q. Tao. Effect of longitudinal vortex generator on heat transfer in rectangular channels. *Applied Thermal Engineering*, 2012.
- [31] U. Kashyap, K. Das, and B. K. Debnath. Effect of surface modification of a rectangular vortex generator on heat transfer rate from a surface to fluid: An extended study. *International Journal of Thermal Sciences*, 134:269–281, dec 2018.
- [32] A. Urkiola, U. Fernandez-Gamiz, I. Errasti, and E. Zulueta. Computational characterization of the vortex generated by a Vortex Generator on a flat plate for different vane angles. *Aerospace Science and Technology*, 2017.
- [33] J. He, L. Liu, and A. M. Jacobi. Air-Side Heat-Transfer Enhancement by a New Winglet-Type Vortex Generator Array in a Plain-Fin Round-Tube Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 132(7), 04 2010. 071801.
- [34] Muhammad Awais and Arafat A. Bhuiyan. Heat transfer enhancement using different types of vortex generators (VGs): A review on experimental and numerical activities, mar 2018.
- [35] Guobing Zhou and Qiuling Ye. Experimental investigations of thermal and flow characteristics of curved trapezoidal winglet type vortex generators. *Applied Thermal Engineering*, 37:241–248, may 2012.
- [36] Chi-Chuan Wang, J Lo, Yur-Tsai Lin, and Chung-Szu Wei. Flow visualization of annular and delta winlet vortex generators in fin-and-tube heat exchanger application. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45:3803–3815, 2002.
- [37] Gaofeng Lu and Guobing Zhou. Numerical simulation on performances of plane and curved winglet type vortex generator pairs with punched holes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 102:679–690, 2016.
- [38] Henk Huisseune, Christophe T’Joel, Peter De Jaeger, Bernd Ameel, Sven De Schampheleire, and Michel De Paepe. Performance enhancement of a louvered fin heat exchanger by using delta winglet vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013.
- [39] Chi-Chuan Wang, Wei-Han Tao, and Chun-Jung Chang. An investigation of the airside performance of the slit fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 22(8):595–603, 1999.
- [40] A. Achaichia and T.A. Cowell. Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 1(2):147–157, 1988.

- [41] Xue-Hong Wu, Wenhui Zhang, Qiuping Gou, Zhi-Ming Luo, and Yan Li Lu. Numerical simulation of heat transfer and fluid flow characteristics of composite fin. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 75:414–424, 2014.
- [42] Jiong Li, Shuangfeng Wang, Jinfang Chen, and Yong-Gang Lei. Numerical study on a slit fin-and-tube heat exchanger with longitudinal vortex generators. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9):1743–1751, 2011.
- [43] Ya-Ling He and Yuwen Zhang. Chapter two - advances and outlooks of heat transfer enhancement by longitudinal vortex generators. In Ephraim M. Sparrow, Young I. Cho, John P. Abraham, and John M. Gorman, editors, *Advances in Heat Transfer*, volume 44 of *Advances in Heat Transfer*, pages 119–185. Elsevier, 2012.
- [44] Liting Tian, Yaling He, Pan Chu, and Wenquan Tao. Numerical Study of Flow and Heat Transfer Enhancement by Using Delta Winglets in a Triangular Wavy Fin-and-Tube Heat Exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 131(9), 06 2009.
- [45] Assadour Khanjian, Serge Russeil, Daniel Bougeard, Charbel Habchi, and Thierry Lemenand. Effect of the angle of attack of a rectangular vortex generator on the heat transfer in a parallel plate flow. In *2016 3rd International Conference on Advances in Computational Tools for Engineering Applications (ACTEA)*, pages 21–25, 2016.
- [46] Azita Abdollahi and Mehrzad Shams. Optimization of shape and angle of attack of winglet vortex generator in a rectangular channel for heat transfer enhancement. *Applied Thermal Engineering*, 81:376–387, 2015.
- [47] Leandro O. Salviano, Daniel J. Dezan, and Jurandir I. Yanagihara. Optimization of winglet-type vortex generator positions and angles in plate-fin compact heat exchanger: Response Surface Methodology and Direct Optimization. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015.
- [48] A. Joardar and A.M. Jacobi. Heat transfer enhancement by winglet-type vortex generator arrays in compact plain-fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 31(1):87–97, 2008.
- [49] St. Tiggelbeck, N. K. Mitra, and M. Fiebig. Comparison of Wing-Type Vortex Generators for Heat Transfer Enhancement in Channel Flows. *Journal of Heat Transfer*, 116(4):880–885, 11 1994.
- [50] S. Ferrouillat, P. Tochon, C. Garnier, and H. Peerhossaini. Intensification of heat-transfer and mixing in multifunctional heat exchangers by artificially generated streamwise vorticity. *Applied Thermal Engineering*, 26(16):1820–1829, 2006.
- [51] J.M. Wu and W.Q. Tao. Numerical study on laminar convection heat transfer in a rectangular channel with longitudinal vortex generator. part a: Verification of field synergy principle. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(5):1179–1191, 2008.

- [52] J.M. Wu and W.Q. Tao. Numerical study on laminar convection heat transfer in a channel with longitudinal vortex generator. part b: Parametric study of major influence factors. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51(13):3683–3692, 2008.
- [53] Agnieszka Ochman, Wei-Qin Chen, Przemysław Błasiak, Michał Pomorski, and Sławomir Pietrowicz. The use of capsuled paraffin wax in low-temperature thermal energy storage applications: An experimental and numerical investigation. *Energies*, 14(3), 2021.
- [54] Cezary Czajkowski, Andrzej I. Nowak, Przemysław Błasiak, Agnieszka Ochman, and Sławomir Pietrowicz. Experimental study on a large scale pulsating heat pipe operating at high heat loads, different adiabatic lengths and various filling ratios of acetone, ethanol, and water. *Applied Thermal Engineering*, 165:114534, 2020.
- [55] Discetti S., Ianiro A., and Aref H. *Experimental Aerodynamics*. CRC Press, 2017.
- [56] S. Gumuła, M. Piaskowska-Silarska, K. Pytel, H. Noga, and W. Kulinowski. Evaluation of the impact of adjusting the angle of the axis of a wind turbine rotor relative to the flow of air stream on operating parameters of a wind turbine model. *E3S Web of Conferences, Energy of Fuels 2016*, 14:1–10, 01 2017.
- [57] F. Grapow and G. Liśkiewicz. Compressor modeling using Greitzer model validated by pressure oscillations. *TRANSACTIONS OF THE INSTITUTE OF FLUID-FLOW MACHINERY*, 133:69–89, 2016.
- [58] P. Pietkiewicz, W. Miąskowski, K. Nalepa, and K. Kowalczyk. Badanie Rozkładu Prędkości w Dyfuzorze Turbiny Wiatrowej. *XIX Międzynarodowa Szkoła Komputerowego Wspomagania Projektowania, Wytwarzania i Eksploatacji, Mechanik*, 7:655–662, 2015.
- [59] Z. Wierciński and A. Skotnicka. INVESTIGATION OF HYSTERESIS OF THE COANDA EFFECT AT THE FLAT PLATE. *Colloquium FLUID DYNAMICS 2007*, pages 99–100, 2007.
- [60] Agnieszka Ochman, Katarzyna Strzelecka, and Darya Krasota. Kształtowanie profilu prędkości w tunelu powietrznym przeznaczonym do badań procesów ciepłno-przepływowych. *Zeszyty Energetyczne. T. 5, Nowoczesne metody pomiarowe i modelowanie numeryczne w energetyce cieplnej / pod red. Henryka Kudeli i Sławomira Pietrowicza*, 5:15–24, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, 2018.
- [61] D. Hou, W. Jiang, W. Zhao, J. Bian, Y. Liu, and X. Lai. Effect of linetype of convergent section on supersonic condensation characteristics of CH₄-CO₂ mixture gas in Laval nozzle. *Chemical Engineering and Processing - Process Intensification*, 133:128 – 136, 2018.
- [62] H. Szlumczyk and K. Janerka. BADANIA MODELOWE REGENERATORA LINIOWEGO. *Archives of Foundry*, 6(19):323–330, 2006.
- [63] H. Szlumczyk. ANALIZA RUCHU STRUMIENIA DWUFAZOWEGO w REGENERATORZE LINIOWYM. *Archives of Foundry*, 5(15):337–394, 2005.

- [64] S. Fijałkowski and P. Wójcik. MODEL DZIAŁANIA SCHŁADZACZA SPALIN SILNIKA TURBINOWEGO w EKSTREMALNYCH LOTACH ŚMIGŁOWCA. *PRACE INSTYTUTU LOTNICTWA*, 3-4:229–239, 2008.
- [65] Norma PN-ISO 5221:1994. Rozprowadzanie i rozdział powietrza – Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza w przewodzie. Wersja polska.
- [66] Ye cheng (2022). Boundary Layer App. MATLAB Central File Exchange. Aplikacja dostępna na stronie:: <https://www.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/40680-boundary-layer-app>. Dostęp: 16.03.2018.
- [67] N.P. Avdelidis and A. Moropoulou. Emissivity considerations in building thermography. *Energy and Buildings*, 35(7):663–667, 2003.
- [68] Eva Barreira, Ricardo M. S. F. Almeida, and Maria L. Simões. Emissivity of building materials for infrared measurements. *Sensors*, 21(6), 2021.
- [69] Feng Zhang, Kun Yu, Kaihua Zhang, Yanlei Liu, Kaipin Xu, and Yufang Liu. An emissivity measurement apparatus for near infrared spectrum. *Infrared Physics Technology*, 73:275–280, 2015.
- [70] Fluke 9132/9133 portable infrared calibrator. Dokumentacja techniczna dostępna na stronie:: <https://www.fluke.com/pl-pl/produkt/przyrzady-do-kalibracji/kalibratory-temperatury/fluke-calibration-9132-9133>. Dostęp: 08.10.2021.
- [71] Kamera termowizyjne testo 890. Dokumentacja techniczna dostępna na stronie:: <https://www.testo.com/pl-PL/testo-890/p/0563-0890-X1>. Dostęp: 28.09.2021.
- [72] Pirometr testo 845. Dokumentacja techniczna dostępna na stronie:: <http://www.termo-precyzja.com.pl/catalog/item/pirometr-testo-845>. Dostęp: 28.09.2021.
- [73] Infrared emissivity table. Specyfikacja dostępna na stronie:: <https://www.thermoworks.com/emissivity-table>. Dostęp: 20.09.2021.
- [74] Emissivity coefficient materials. Specyfikacja dostępna na stronie:: https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html. Dostęp: 20.09.2021.
- [75] L. Tempel. Thermography of semi-transparent materials by a flir thermacam sc3000 infrared camera. 2011.
- [76] Henryk Szydłowski. *Teoria pomiarów: praca zbiorowa*. PWN, 1978.
- [77] W. Kays and M. Crawford. *Convective Heat and Mass Transfer*. McGraw Hill, New York, 1993.
- [78] S. W. Churchill and H. Ozoe. Correlations for Laminar Forced Convection with Uniform Heating in Flow over a Plate and in Developing and Fully Developed Flow in a Tube. *Journal of Heat Transfer*, 95(1):78–84, 02 1973.

- [79] Ansys Fluent 2020 Theory Guide. ANSYS, Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg, PA 15317, <http://www.ansys.com>.
- [80] M. Paszko and K. Łygas. Współczesne metody modelowania przepływów turbulentnych w otoczeniu poruszającego się autobusu miejskiego. *Autobusy: technika, eksploatacja, systemy transportowe*, 12:1269–1272, 2016.
- [81] D. A. Lyn and W. Rodi. The flapping shear layer formed by flow separation from the forward corner of a square cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 267:353–376, 1994.
- [82] D. A. Lyn, S. Einav, W. Rodi, and J.-H. Park. A laser-doppler velocimetry study of ensemble-averaged characteristics of the turbulent near wake of a square cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 304:285–319, 1995.
- [83] Wolf Dynamics. Turbulence modeling in openfoam: Theory and applications, lipiec 2021.
- [84] J.G. Kovacs, G. Kortelyesi, N.K. Kovacs, and A. Suplicz. Evaluation of measured and calculated thermal parameters of a photopolymer. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 38(7):863–867, 2011.

Spis rysunków

2.1	Hydrodynamiczna warstwa przyścienna (opracowanie własne na podstawie [4, 5, 6]). . . .	13
2.2	Wpływ liczby Prandtla na termiczną i hydrodynamiczną warstwę przyścienną (opracowanie własne na podstawie [4, 5]).	14
2.3	Wpływ grubości warstwy przyściennej na współczynnik wnikania ciepła (opracowanie własne na podstawie [4, 7]).	15
3.1	Popularne kształty turbulizatorów [27].	19
3.2	Turbulizatory imitujące formację ptaków na niebie [33]	20
3.3	Wyznaczenie kąta natarcia θ oraz kąta pochylenia φ turbulizatora [20].	21
3.4	Geometrie analizowanych turbulizatorów wraz z najważniejszymi wymiarami	23
3.5	Ustawienie turbulizatorów na płycie z oznaczeniem najważniejszych wymiarów.	23
4.1	Zdjęcie stanowiska laboratoryjnego.	24
4.2	Model 3D dyszy Witoszyńskiego.	25
4.3	Uproszczony model 3D tunelu powietrznego z wymienną pokrywą.	27
4.4	Wizualizacja stanowiska pomiarowego wyposażonego w elementy grzejne i turbulizatory.	28
4.5	Umiejscowienie termopar pomiarowych.	28
4.6	Zdjęcie turbulizatorów: [a] po wydruku, [b] umieszczonych na płycie.	29
4.7	Układ trawersujący z zamontowanym termo-anemometrem do pomiaru prędkości strugi w sekcji badawczej.	32
4.8	Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej dla minimalnej mocy wentylatora: 20 W.	33
4.9	Profil prędkości na wlocie do sekcji badawczej dla maksymalnej mocy wentylatora: 165 W	33
4.10	Widok aplikacji w programie MatLab do obliczania grubości warstwy przyściennej oraz prędkości w poszczególnych punktach warstwy przyściennej.	34
4.11	Wykres zmiany grubości warstwy przyściennej wzdłuż płyty dla dwóch prędkości strugi: 0,9 m/s oraz 3,16 m/s.	35
4.12	Kamera termowizyjna nad sekcją badawczą.	37
4.13	Wizualizacja ustawień kamery	38
4.14	Nacięcia kontrolne na płycie	38
4.15	Wizualizacja „linii temperaturowych”, służących do obróbki zdjęć termowizyjnych.	39
4.16	Próbka metalu pokryta farbą.	39

4.17 Zdjęcie termowizyjne radiatorów Lamberta, z zaznaczonymi obszarami do obliczeń średniej temperatury odbitego promieniowania podczerwonego.	41
4.18 Zdjęcia termowizyjne płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) oraz płyty bez turbulizatorów (SP) dla drugiego ustawienia kamery termowizyjnej. Prędkość strugi: 0,9 m/s (górne zdjęcia) i 3,16 m/s (dolne zdjęcia).	45
4.19 Zdjęcie termowizyjne dla pierwszego kadru, prędkości strugi 0,9 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.	46
4.20 Zdjęcie termowizyjne dla pierwszego kadru, prędkości strugi 3,16 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.	46
4.21 Zdjęcie termowizyjne dla drugiego kadru, prędkości strugi 0,9 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.	47
4.22 Zdjęcie termowizyjne dla drugiego kadru, prędkości strugi 3,16 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.	47
4.23 Zdjęcie termowizyjne dla trzeciego kadru, prędkości strugi 0,9 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.	48
4.24 Zdjęcie termowizyjne dla trzeciego kadru, prędkości strugi 3,16 m/s oraz przypadków: [a] pusta płyta, [b] prostokąt pełny, [c] trójkąt pełny.	48
4.25 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory prostokątne (P/SP) oraz prostokątne z otworem (PP/SP) i prędkości strugi 0,9 m/s.	49
4.26 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory trójkątne (T/SP) oraz trójkątne z otworem (TP/SP) i prędkości strugi 0,9 m/s.	50
4.27 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory prostokątne (P/SP) oraz prostokątne z otworem (PP/SP) i prędkości strugi 3,16 m/s.	51
4.28 Temperatura bezwymiarowa dla płyt wyposażonych w turbulizatory trójkątne (T/SP) oraz trójkątne z otworem (TP/SP) i prędkości strugi 3,16 m/s.	51
4.29 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (SP).	55
4.30 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych prostokątów (P).	55
4.31 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych prostokątów (PP).	56
4.32 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych trójkątów (T).	56
4.33 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych trójkątów (TP).	57
4.34 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (SP).	58
4.35 Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych prostokątów (P).	59

4.36	Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych prostokątów (PP).	59
4.37	Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pełnych trójkątów (T).	60
4.38	Zależność liczby Stanton'a od liczby Reynoldsa dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz turbulizatorów w kształcie pustych trójkątów (TP).	60
5.1	Opis elementów wchodzących w skład analizowanej geometrii.	64
5.2	Siatka numeryczna - przekrój wzdłuż osi przepływu.	64
5.3	Siatka numeryczna - widok na krawędź natarcia płyty oraz turbulizatory.	65
5.4	Zbliżenie na warstwy inflacyjne przy powierzchni płyty i wokół turbulizatora trójkątnego pełnego.	65
5.5	Porównanie temperatur z eksperymentu i numeryki dla płyty bez turbulizatorów (SP) i z turbulizatorami prostokątnymi pełnymi (P) oraz prędkości strugi 0,9 m/s.	70
5.6	Porównanie temperatur z eksperymentu i numeryki dla płyty bez turbulizatorów (SP) i z turbulizatorami prostokątnymi pełnymi (P) oraz prędkości strugi 3,16 m/s.	70
5.7	Procentowa odchyłka temperatury dla płyty bez turbulizatorów (SP).	72
5.8	Procentowa odchyłka temperatury dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).	72
5.9	Procentowa odchyłka temperatury dla płyty wyposażonej w turbulizatory trójkątne pełne (T).	72
5.10	Wartości parametru y^+ na powierzchni płyty dla prędkości strugi 0,9 m/s i 3,16 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (SP) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).	75
5.11	Rozkład prędkości wzdłuż osi przepływu z_0 dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (górny rysunek) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (dolny rysunek).	76
5.12	Rozkład prędkości wzdłuż osi przepływu z_0 dla prędkości strugi 3,16 m/s oraz płyty bez turbulizatorów (górny rysunek) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (dolny rysunek).	76
5.13	Porównanie rozkładu prędkości i grubości warstwy przyściennej wzdłuż osi płyty przy końcu płyty dla prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s i płyty bez turbulizatorów (SP) i płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P).	77
5.14	Wizualizacja przepływu dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górne grafiki) oraz 3,16 m/s (dolne grafiki). Płyty bez turbulizatorów - SP (lewe grafiki) oraz płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne - P (prawe grafiki).	78
5.15	Wizualizacja przepływu dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górną grafiką) oraz 3,16 m/s (dolną grafiką).	79

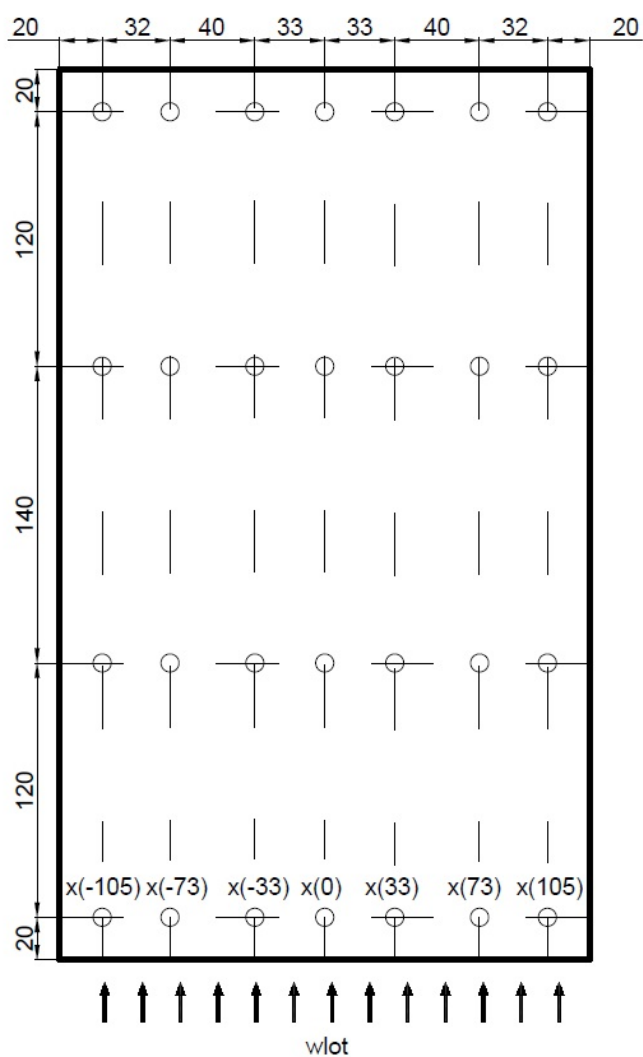
5.16	Temperatura powierzchni płyty oraz rozkłady temperatury powietrza dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górne grafiki) oraz 3,16 m/s (dolne grafiki). Płyty bez turbulizatorów - SP (lewe grafiki) oraz płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne - P (prawe grafiki).	80
5.17	Rozkłady temperatury powietrza dla przekrojów w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górna grafika) oraz 3,16 m/s (dolna grafika). Płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne (P).	81
5.18	Rozkład temperatury powietrza dla przekroju w odległości 40 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (górna grafika) oraz 3,16 m/s (dolna grafika). Płyty wyposażone w turbulizatory prostokątne pełne (P).	81
5.19	Temperatura powierzchni turbulizatora oraz rozkłady temperatury powietrza dla przekroju w odległości 10 cm od krawędzi natarcia płyty. Prędkość strugi 0,9 m/s (lewe grafiki) oraz 3,16 m/s (prawe grafiki). Płyta wyposażona w turbulizatory wykonane z żywicy (górne grafiki) oraz stali (dolne grafiki).	82
A.1	Pokrywa z umiejscowieniem otworów do pomiarów termo-anemometrem. Widok z góry	100
D.1	Wizualizacja linii prądu nad płytą wyposażoną w turbulizatory prostokątne pełne i prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s	105
D.2	Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 10 cm od krawędzi natarcia.	106
D.3	Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 20 cm od krawędzi natarcia.	106
D.4	Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 30 cm od krawędzi natarcia.	107
D.5	Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 40 cm od krawędzi natarcia.	107
E.1	Rozkład temperatur na powierzchni płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne i prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s	108
E.2	Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 10 cm od krawędzi natarcia.	109
E.3	Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 20 cm od krawędzi natarcia.	109
E.4	Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 30 cm od krawędzi natarcia.	110
E.5	Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 40 cm od krawędzi natarcia.	110

Spis tablic

1.1	Ograniczenia wytypowane na podstawie przeprowadzonych studiów literaturowych i propozycje ich rozwiązania.	10
2.1	Systemy pasywne i aktywne służące do intensyfikacji procesów wymiany ciepła w wymiennikach. Opracowano na podstawie [8, 11, 12, 13, 14].	17
4.1	Punkty odniesienia do wyznaczenia krzywizny dyszy.	26
4.2	Parametry wejściowe do Aplikacji MatLab Boundary Layer	35
4.3	Bilans cieplny powierzchni płyty	36
4.4	Emisyjność farby MAXI SPECIAL w zależności od temperatury analizowanej powierzchni.	40
4.5	Parametry otoczenia dla stanu ustalonego.	43
4.6	Maksymalne błędy względne i bezwzględne dla zmierzonych parametrów pomiarowych	44
4.7	Minimalne, maksymalne oraz średnie wartości wzmocnienia cieplnego Ψ	52
5.1	Warunki brzegowe zastosowane w modelu numerycznym.	69
5.2	Mediana z procentowej odchyłki temperatury dla dwóch prędkości strugi (0,9 m/s i 3,16 m/s) oraz wariantów geometrycznych: SP - płyta bez turbulizatorów, P - płyta wyposażona w turbulizatory prostokątne pełne, PP - płyta wyposażona w turbulizatory z otworem, T - płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne, TP - płyta wyposażona w turbulizatory trójkątne z otworem.	74
5.3	Średnia temperatura powietrza dla przekrojów prostopadłych do powierzchni płyty w odległości 10 cm, 20 cm, 30 cm oraz 40 cm od krawędzi natarcia płyty.	83
B.1	Wyznaczenie temperatury odbitego promieniowania podczerwonego RTC	102
C.1	Zestawienie parametrów geometrycznych elementów modelu numerycznego.	104

Dodatek A

Pokrywa do pomiarów prędkości



Rys. A.1 Pokrywa z umiejscowieniem otworów do pomiarów termo-anemometrem. Widok z góry

Dodatek B

Temperatura odbitego promieniowania podczerwonego

Uzupełnienie rozdziału *Temperatura odbitego promieniowania podczerwonego* ze strony 40.

Wyniki pomiarów temperatury odbitego promieniowania podczerwonego, które aproksymowano równaniem:

$$T_{RTC} = 0,0029T_s^2 - 0,0156T_s + 20,408$$

Tab. B.1 Wyznaczenie temperatury odbitego promieniowania podczerwonego RTC

Temperatura płyty	Dolny radiator Lamberta			Górny radiator Lamberta			RTC
	max	średnia	min	max	średnia	min	
26°C	23,3°C	21,7°C	20,8°C	23,1°C	21,9°C	21,3°C	21,8°C
28°C	24,0°C	22,2°C	21,2°C	24,0°C	22,4°C	21,7°C	22,3°C
30°C	25,8°C	22,4°C	21,1°C	24,8°C	22,6°C	21,7°C	22,5°C
32°C	26,3°C	22,9°C	21,5°C	25,6°C	23,1°C	21,9°C	23,0°C
34°C	26,7°C	23,0°C	21,6°C	25,8°C	23,1°C	22,1°C	23,1°C
36°C	27,9°C	23,6°C	22,0°C	26,4°C	23,8°C	22,8°C	23,7°C
38°C	28,4°C	23,9°C	22,3°C	26,9°C	24,1°C	23,0°C	24,0°C
40°C	29,6°C	24,5°C	22,6°C	27,9°C	24,7°C	23,5°C	24,6°C
42°C	30,8°C	24,9°C	22,8°C	41,7°C	25,1°C	23,5°C	25,0°C
44°C	31,2°C	25,4°C	23,3°C	29,4°C	25,7°C	24,2°C	25,6°C
46°C	32,3°C	25,7°C	23,3°C	31,0°C	26,1°C	24,4°C	25,9°C
48°C	32,6°C	26,4°C	23,9°C	30,8°C	26,8°C	25,0°C	26,6°C
50°C	33,2°C	26,6°C	24,0°C	31,5°C	27,0°C	25,1°C	26,8°C
52°C	34,3°C	27,1°C	24,3°C	32,7°C	27,5°C	25,7°C	27,3°C
54°C	34,9°C	27,6°C	24,6°C	33,1°C	28,1°C	26,0°C	27,9°C
56°C	36,4°C	28,4°C	25,1°C	34,2°C	28,9°C	26,6°C	28,7°C
58°C	41,4°C	29,1°C	25,1°C	57,8°C	29,6°C	26,6°C	29,4°C
60°C	37,7°C	29,4°C	25,7°C	35,2°C	30,0°C	27,7°C	29,7°C
62°C	38,9°C	30,2°C	26,0°C	37,0°C	30,8°C	28,0°C	30,5°C
64°C	39,8°C	30,8°C	26,5°C	37,8°C	31,5°C	28,9°C	31,2°C
66°C	40,8°C	31,7°C	27,1°C	39,1°C	32,4°C	29,5°C	32,1°C
68°C	42,5°C	32,6°C	27,8°C	39,6°C	33,3°C	30,2°C	33,0°C

Dodatek C

Parametry geometryczne modelu numerycznego

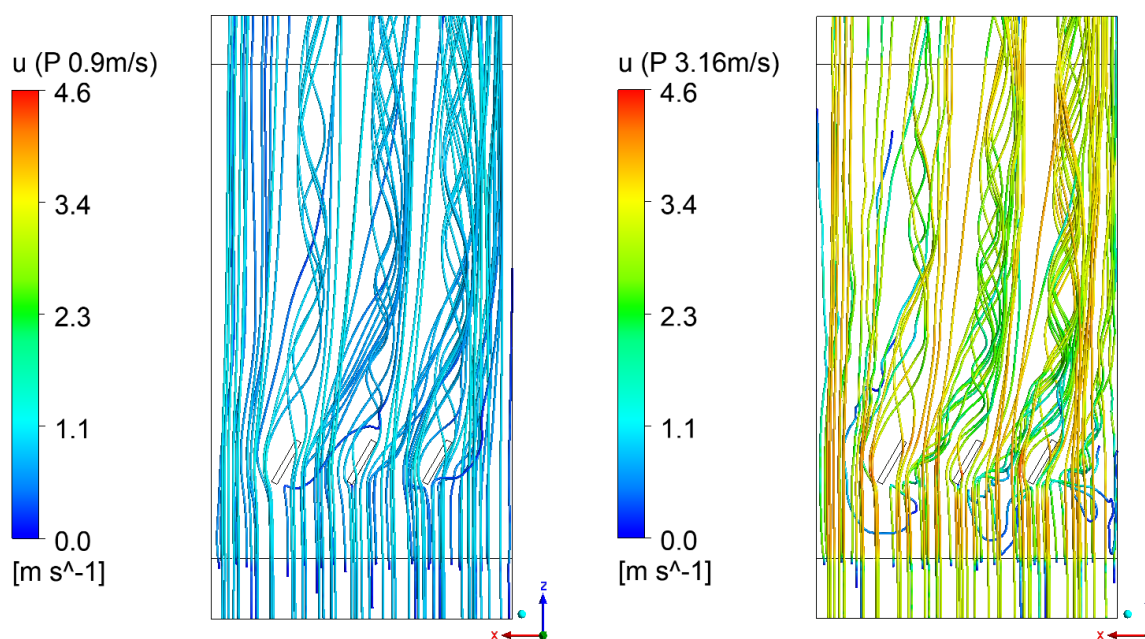
Tab. C.1 Zestawienie parametrów geometrycznych elementów modelu numerycznego.

			Przypadek	SP	P	PP	T	TP
Parametr	Symbol	Jednostka	Parametr geometryczny					
Wys. turbulizatora	h_{zew}	mm	brak			20		
Wys. otworu	h_{wew}	mm	brak	brak	14	brak	12,15	
Dł. turbulizatora	l_{zew}	mm	brak			40		
Dł. otworu	l_{wew}	mm	brak	brak	34	brak	24,29	
Dł. płyty	L	mm				410		
Szer. płyty	W	mm				250		
Odległość turbulizatora od krawędzi płyty	L_{VG}	mm				80		
Odległości pomiędzy turbulizatorami	s	mm				62,5		
Kąt natarcia	β	$^{\circ}$				30		
Grubość płyty stalowej	-	mm				3		
Dł. sekcji badawczej	-	mm				500		
Szer. sekcji badawczej	-	mm				250		
Odległość pomiędzy płytą a ścianą górną	-	mm				60		
Odległość pomiędzy płytą a wlotem	-	mm				50		
Odległość pomiędzy płytą a wylotem	-	mm				40		

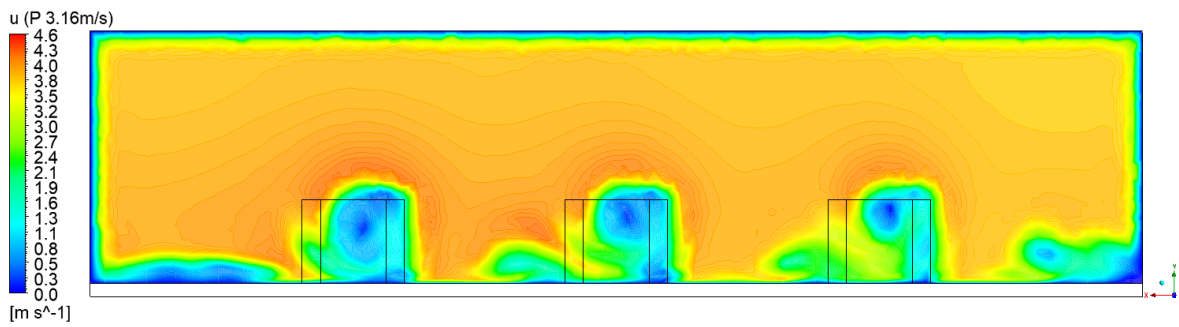
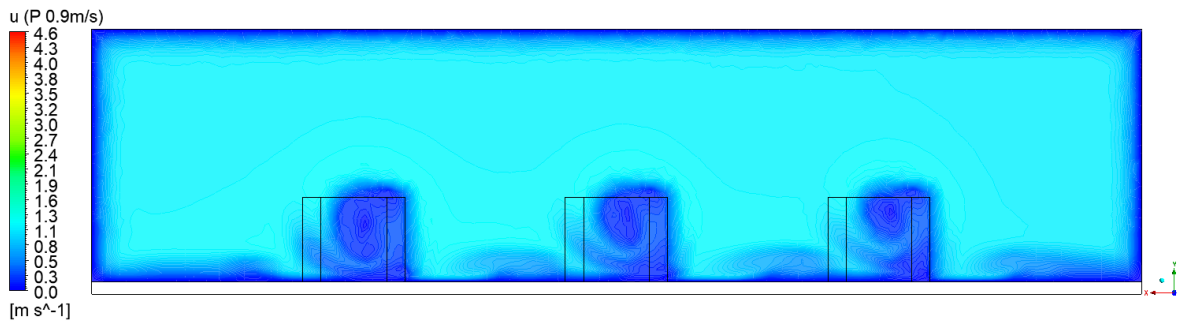
Dodatek D

Wizualizacje pól prędkości

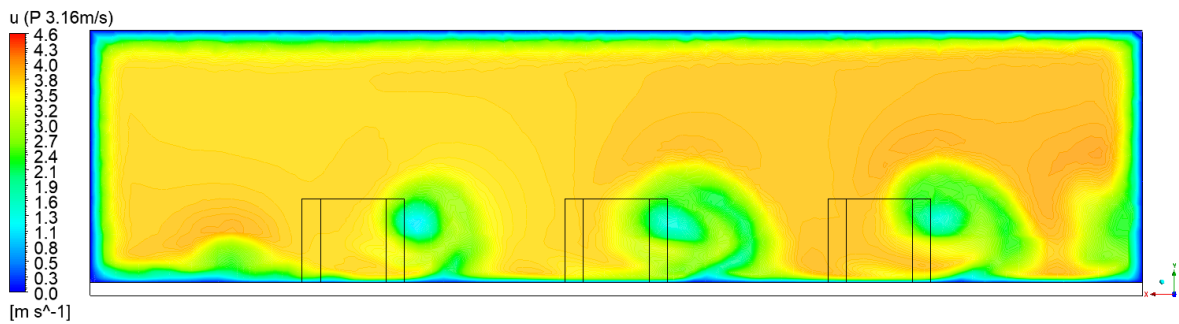
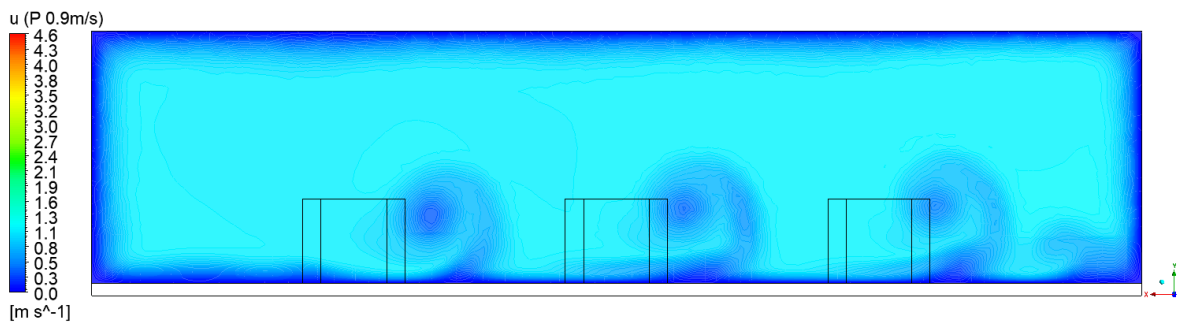
W niniejszym załączniku przedstawiono wizualizacje pól prędkości dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) i dla dwóch prędkości przepływu strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s. Rozkłady prędkości zilustrowano dla czterech przekrojów poprzecznych: 10 cm, 20 cm, 30 cm i 40 cm od krawędzi natarcia. Zaprezentowane na rys. D.1 - D.5 wizualizacje są rozszerzeniem grafik pokazanych w podrozdziale *Analiza strugi powietrza za turbulizatorem* na stronie 78.



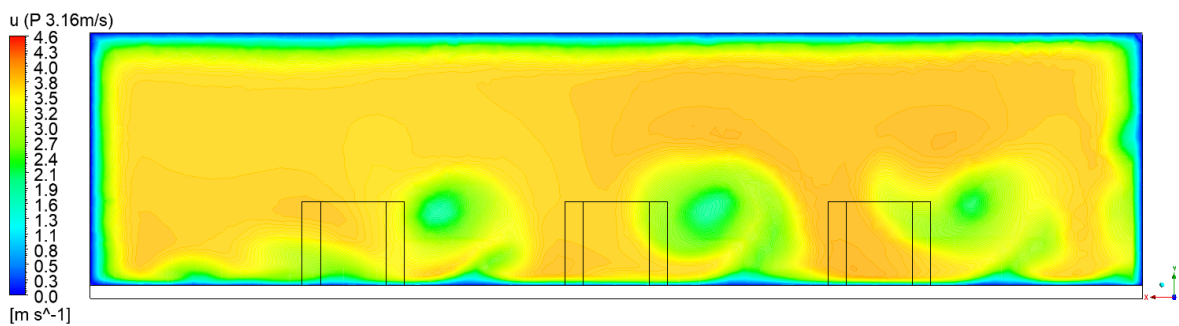
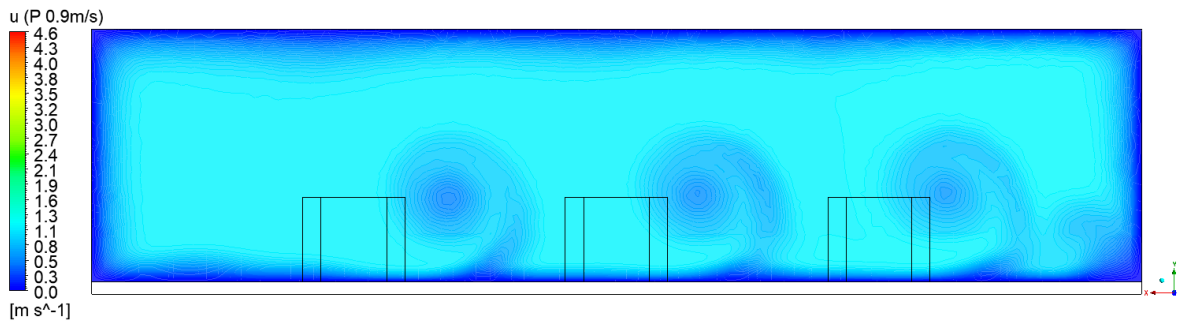
Rys. D.1 Wizualizacja linii prądu nad płytą wyposażoną w turbulizatory prostokątne pełne i prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s



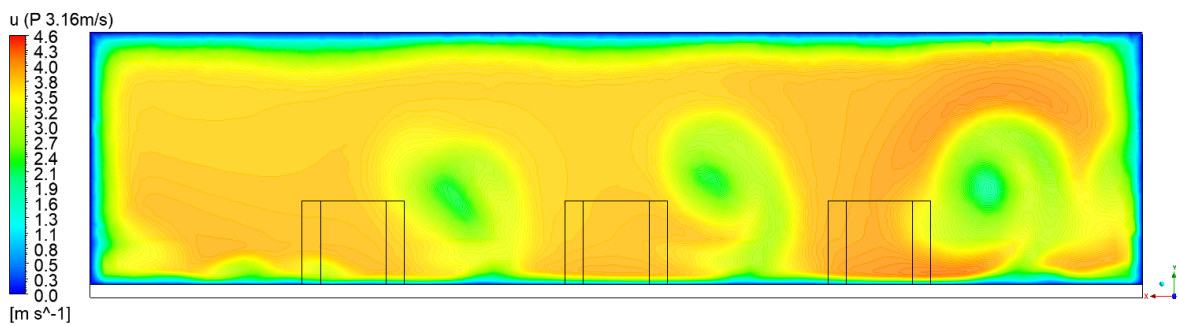
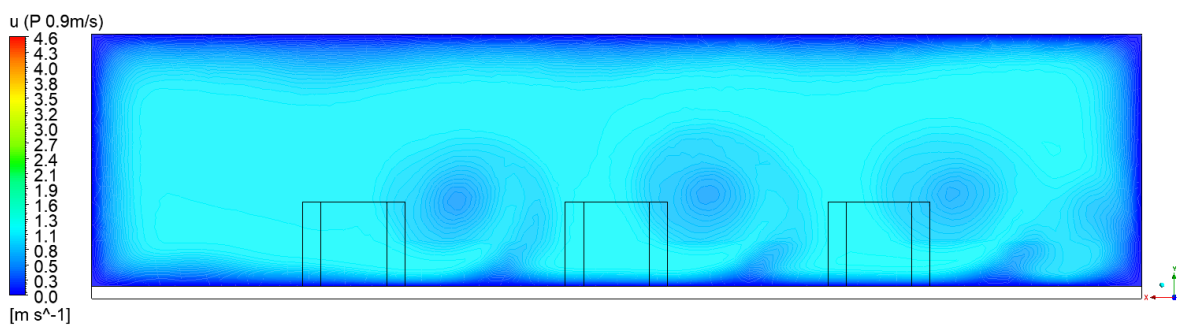
Rys. D.2 Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 10 cm od krawędzi natarcia.



Rys. D.3 Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 20 cm od krawędzi natarcia.



Rys. D.4 Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 30 cm od krawędzi natarcia.

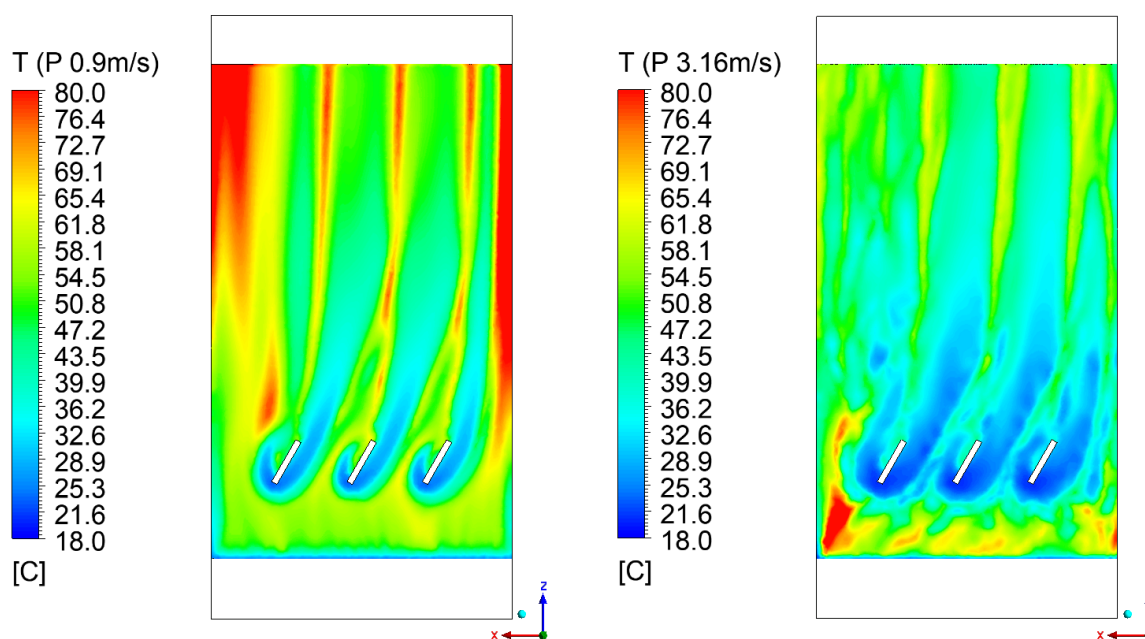


Rys. D.5 Rozkład prędkości dla przekroju poprzecznego w odległości 40 cm od krawędzi natarcia.

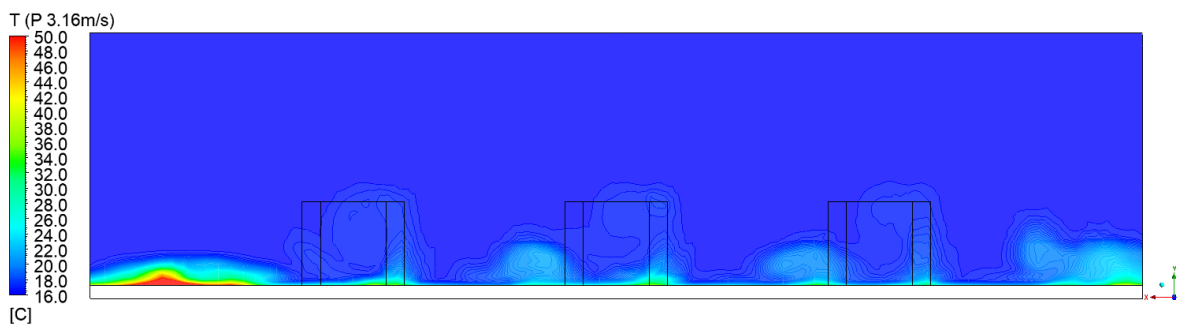
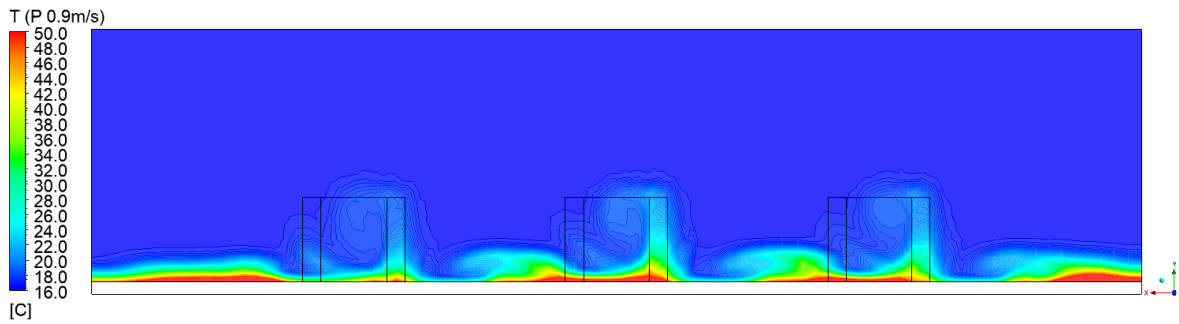
Dodatek E

Wizualizacje pól temperatur

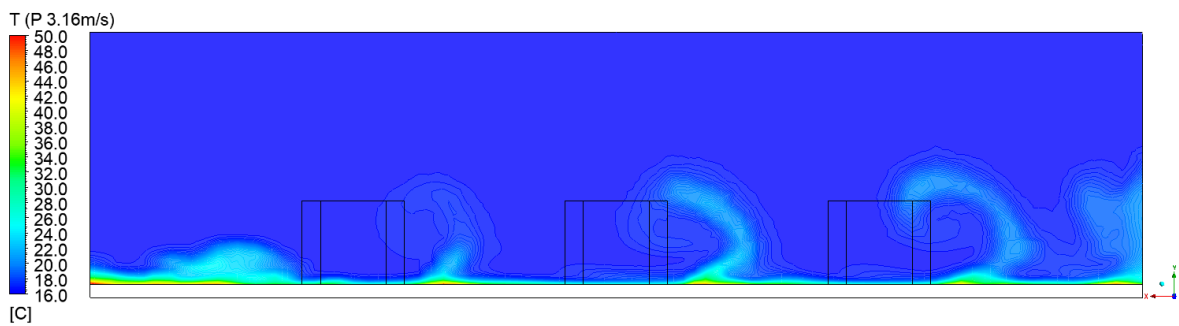
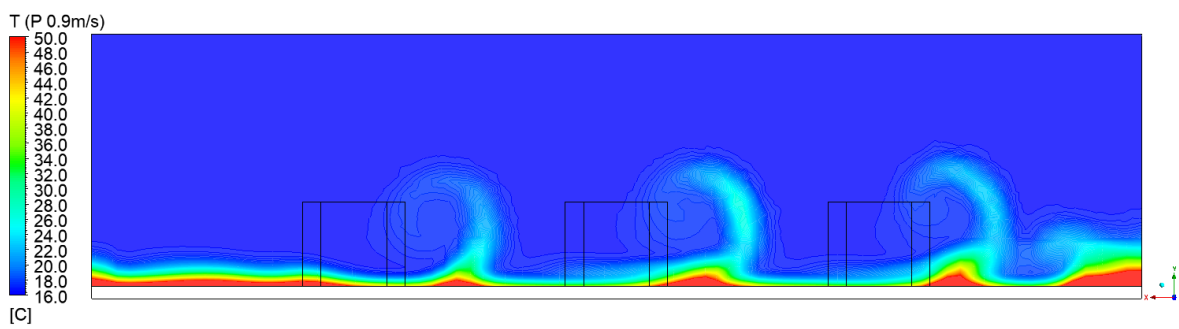
W niniejszym załączniku przedstawiono wizualizacje pól temperatur dla płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne (P) i dla dwóch prędkości przepływu strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s. Rozkłady temperatur zilustrowano dla czterech przekrojów poprzecznych: 10 cm, 20 cm, 30 cm i 40 cm od krawędzi natarcia. Zaprezentowane na rys. E.1 - E.5 wizualizacje są rozszerzeniem grafik pokazanych w podrozdziale *Temperatura* na stronie 79.



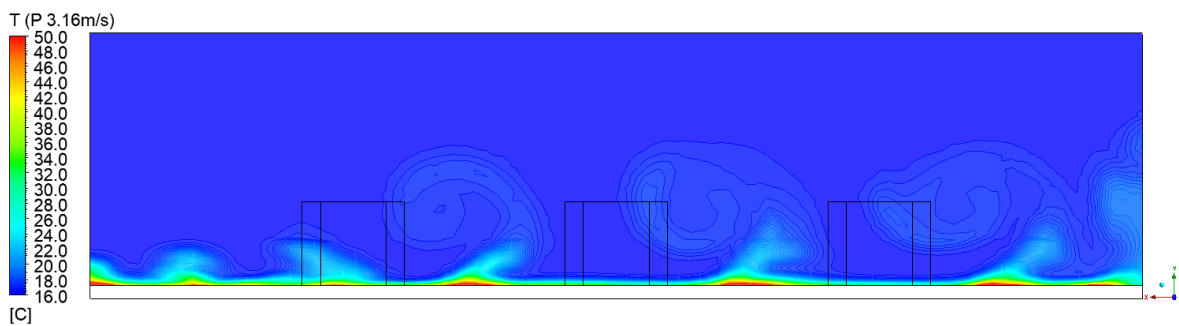
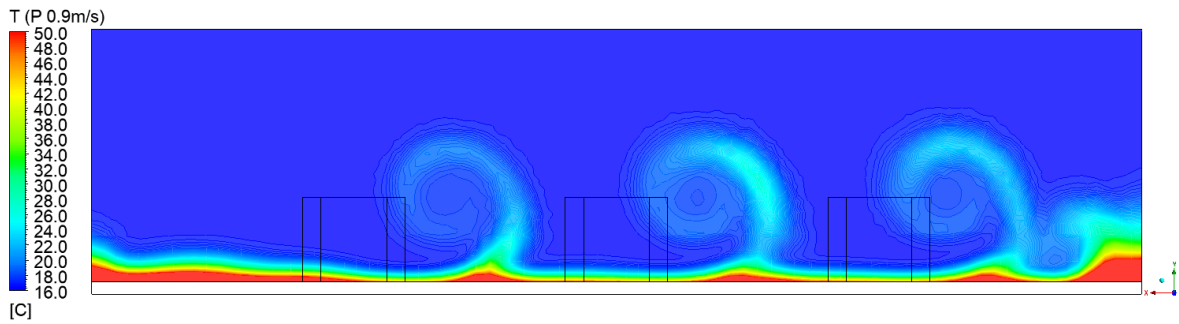
Rys. E.1 Rozkład temperatur na powierzchni płyty wyposażonej w turbulizatory prostokątne pełne i prędkości strugi 0,9 m/s oraz 3,16 m/s



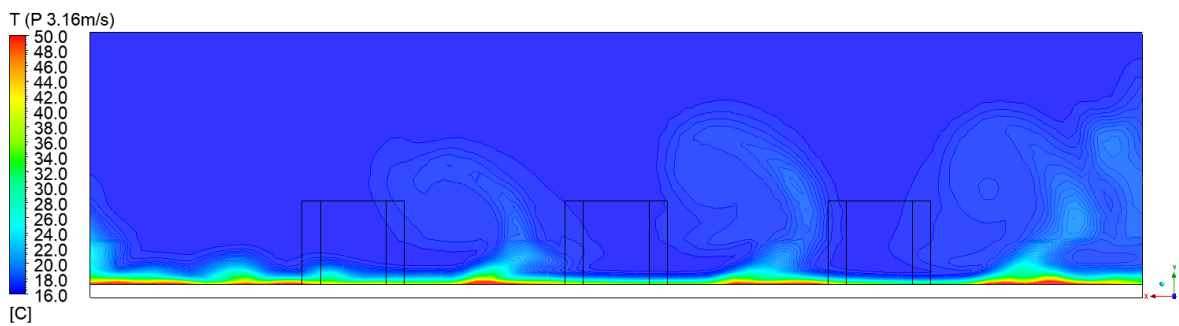
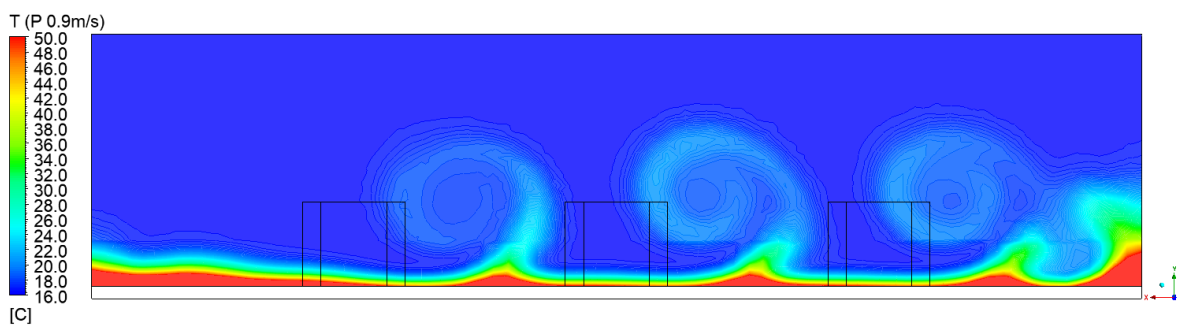
Rys. E.2 Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 10 cm od krawędzi natarcia.



Rys. E.3 Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 20 cm od krawędzi natarcia.



Rys. E.4 Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 30 cm od krawędzi natarcia.



Rys. E.5 Rozkład temperatur dla przekroju poprzecznego w odległości 40 cm od krawędzi natarcia.