



Politechnika Świętokrzyska
Wydział Mechatroniki i Budowy Maszyn

ROZPRAWA DOKTORSKA

mgr inż. Dariusz Strąk

KOMPAKTOWE WYMIENNIKI CIEPŁA – BADANIA I ANALIZA EFEKTYWNOŚCI CIEPLNEJ ORAZ ZASTOSOWANIE DO CHŁODZENIA ELEMENTÓW INSTALACJI FOTOWOLTAICZNEJ

Promotor:
prof. dr hab. inż. Magdalena Piasecka

Promotor pomocniczy:
dr Anna Pawińska

Badania zostały częściowo sfinansowane przez Narodowe Centrum Nauki,
grant nr: UMO2018/31/B/ST8/01199
Do obliczeń wykorzystano oprogramowanie Simcenter STAR-CCM+
firmy PLM Software Inc., dostarczone przez firmę GMSYSTEM będącą dostawcą
Digital Industries Software w Polsce.

Kielce 2025

Chciałbym serdecznie podziękować mojemu Promotorowi
prof. dr hab. inż. Magdalenie Piaseckiej
oraz Promotorowi Pomocniczemu
dr Annie Pawińskiej
za nieocenione wsparcie, mądrość i cenne wskazówki,
które umożliwiły mi zrealizowanie tego projektu.

Mojej ukochanej córce kieruję słowa podziękowania
za jej nieustające zrozumienie, wsparcie i uśmiech,
który dodawał mi motywacji każdego dnia.

Rodzinie, która była moim największym wsparciem,
rodzicom, rodzeństwu, żonie oraz osobom najbliższym
za wyrozumiałość, otuchę.

Wasza obecność była kluczem do sukcesu tej pracy. Dziękuję.

SPIS TREŚCI

Spis treści	5
Wykaz oznaczeń	8
1. WSTĘP	15
2. PRZEGLĄD LITERATURY DOTYCZĄCEJ KOMPAKTOWYCH WYMIENNIKÓW CIEPŁA.....	17
2.1. Wprowadzenie.....	17
2.2. Klasyfikacja kompaktowych wymienników ciepła.....	18
2.3. Przegląd konstrukcji kompaktowych wymienników ciepła.....	19
2.4. Metody obliczeniowe stosowane w zagadnieniach wymiany ciepła	25
2.4.1. Metoda analityczna.....	34
2.4.2. Metoda Wilsona.....	34
2.4.3. Równania kryterialne opisujące wymianę ciepła	35
2.4.4. Metoda funkcji Trefftza	48
2.5. Metoda wyznaczania efektywności cieplnej wymiennika ciepła (<i>NTU</i>)	48
2.6. Metody intensyfikacji wymiany ciepła podczas przepływu.....	54
3. CHARAKTERYSTYKA HYBRYDOWYCH KOLEKTORÓW SŁONECZNYCH PVT	57
3.1. Wprowadzenie.....	57
3.2. Klasyfikacja i przegląd hybrydowych kolektorów.....	57
4. CEL, ZAKRES I HIPOTEZA PRACY	60
5. BADANIA EKSPERYMENTALNE I PROCEDURA BADAWCZA	61
5.1. Streszczenie.....	61
5.2. Stanowisko pomiarowe z modułem z dwoma minikanalami	61
5.2.1. Budowa stanowiska	61
5.2.2. Moduł testowy z dwoma minikanalami.....	65
5.2.3. Metodyka badań	66
5.3. Stanowisko pomiarowe z modułem solarnym z grupą minikanalów	67
5.3.1. Budowa stanowiska	67
5.3.2. Moduł testowy solarny z grupą minikanalów.....	72
5.3.3. Metodyka badań	74
6. METODY OBLICZENIOWE ZASTOSOWANE DO WYZNACZENIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZEJMOWANIA CIEPŁA	76

6.1. Streszczenie.....	76
6.2. Jednowymiarowe podejście obliczeniowe	76
6.3. Dwuwymiarowe podejście obliczeniowe z wykorzystaniem funkcji <i>Treffza</i> .	80
6.4. Obliczenia numeryczne w programie Simcenter STAR-CCM+	81
7. METODY OBLICZENIOWE DO WYZNACZENIA EFEKTYWNOŚCI PRACY INSTALACJI FOTOWOLTAICZNEJ	92
7.1. Streszczenie.....	92
7.2. Charakterystyka elementów instalacji fotowoltaicznej.....	92
7.3. Parametry i czynniki wpływające na straty wydajności modułów.....	99
7.4. Określenie podstawowych parametrów opisujących pracę modułu <i>PVT</i> pod obciążeniem.....	101
7.5. Średnia temperatura modułu z ogniwem solarnym z grupą minikanalów	111
7.6. Analiza temperaturowego współczynnika mocy dla modułu <i>PVT</i>	112
8. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA.....	118
8.1. Streszczenie.....	118
8.2. Pola temperaturowe.....	118
8.2.1. Moduł z płytą grzejną z dwoma minikanalami	119
8.2.2. Moduł z ogniwem solarnym z grupą minikanalów	133
8.2.3. Ogniwu solarne bez systemu chłodzenia grupą minikanalów	141
8.3. Współczynnik przejmowania ciepła.....	147
8.3.1. Moduł z płytą grzejną z dwoma minikanalami	147
8.3.2. Moduł z grupą minikanalów	157
8.3.3. Porównanie wyników z podejść 1D i 2D i obliczeń numerycznych z programu STAR-CCM+	161
8.3.4. Porównanie wyników z podejść 1D i 2D z równaniami kryterialnymi znanymi z literatury	170
8.4. Wpływ wybranych czynników na intensyfikację wymiany ciepła	176
8.4.1. Wpływ położenia wymiennika ciepła.....	178
8.4.2. Wpływ właściwości fizycznych czynników roboczych stosowanych w badaniach	180
8.4.3. Wpływ masowego natężenia przepływu	183
8.5. Analiza efektywności cieplnej wymiennika PV z grupą minikanalów	184

8.6. Analiza wpływu czynników cieplno-przepływowych na pracę modułów PV z systemem chłodzenia minikanalowego	192
9. PODSUMOWANIE I WYTYCZNE DO DALESZYCH BADAŃ	197
BIBLIOGRAFIA	201
ZAŁĄCZNIK A	220
A.1. Chłodzenie panelu słonecznego za pomocą prototypowego modułu słonecznego z grupą minikanalów	220
A.2. Analiza błędów pomiarowych	222
A.2.1. Moduł z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami	222
A.2.2. Moduł z ogniwem solarnym z grupą minikanalów	229
ZAŁĄCZNIK B (CD)	235
B.1. Zestawienie parametrów eksperymentalnych wykonanych badań	235
Wykaz tabel	236
Wykaz rysunków	239

WYKAZ OZNACZEŃ

<i>Symbol</i>	<i>Opis</i>	<i>Jednostka</i>
A	pole powierzchni	m^2
a, b	stałe	-
a_T	współczynnik temperaturowy dla wzorcowego czujnika	-
B	współczynnik bezwymiarowy	-
Bi	początek (inicjacja) wrzenia	-
Bs	akumulatory	-
c	stała	-
C	strumień pojemności cieplnej	$W \cdot K^{-1}$
c_p	ciepło właściwe	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
$\dot{C}r$	strumień pojemności cieplnej	-
d	średnica	m
E	intensywność promieniowania elektromagnetycznego na powierzchni	$W \cdot m^{-2}$
E_B	energia magazynowana w akumulatorze	W
E_{OB}	energia przekazana do odbiorników	W
E_{PV}	energia wyprodukowana przez panel fotowoltaiczny	W
Es	gęstość strumienia promieniowania słonecznego docierającego na dowolnie nachyloną powierzchnię odbiornika	$W \cdot m^{-2}$
E_{SC}	energia magazynowana w superkondensatorach	W
Et	składowa efektu <i>Eötvösa</i>	-
f	współczynnik tarcia	-
f_1	współczynnik proporcjonalności	-
f_{1z}	współczynnik proporcjonalności między różnymi właściwościami fazy ciekłej i gazowej w kanale dwufazowym	-
F	parametr	-
FR	współczynnik odprowadzenia ciepła z kolektora	-
G	gęstość strumienia masy	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$
g	przyspieszenie ziemskie	$m \cdot s^{-2}$
h	entalpia właściwa	$J \cdot kg^{-1}$
I	natężenie prądu	A
I_{sc1}, I_{sc2}	prąd zwarciaowy	A
k	współczynnik przenikania ciepła (zastępczy)	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
K	liczba pomiarów	-
L	długość, odległość	m
l	wymiar liniowy	m
M	masa molowa	$kg \cdot mol^{-1}$

MEW	maksymalna wartość mierzonej energii	-
MSE	średni błąd kwadratowy	-
MW	maksymalny zakres pomiarowy	-
m	masa	kg
n	powierzchnia izotermiczna	m ²
N	bezwymiarowy współczynnik	-
$\bar{N}$	liczba płyt	-
p	ciśnienie	N·m ⁻²
P	moc	W
PK	parametr korekcyjny	-
P_R	współczynnik mocy elektrycznej	-
PVT	system fotowoltaiczno-termalny	-
q	gęstość strumienia ciepła	W·m ⁻²
Q	strumień ciepła	W
Q_m	masowe natężenie przepływu	kg·s ⁻¹
Q_V	objętościowe natężenie przepływu	m ³ ·s ⁻¹
R	współczynnik korelacji <i>Pearsona</i>	-
Ra	średnia arytmetyczna rzędnych profilu chropowatości powierzchni	m
R^2	współczynnik determinacji	-
R_G	zależność <i>Mullera-Steinhagena-Hecka</i>	-
RH	wilgotność powietrza (względna)	%
R_{M-S}	mnożnik dwufazowy	-
RSD	błąd powtarzalności	-
s	powierzchnia przekroju poprzecznego	m ²
S	współczynnik ograniczenia „tłumiący”, zmniejszający	-
S_M	obwód ogrzewanej części kanału	m
SC	superkondensatory	-
t	czas	s
T	temperatura	K
T^+	bezwymiarowa temperatura	-
r	promień	m
U	napięcie prądu	V
U_L	współczynnik strat ciepła z kolektora	W·m ⁻² ·K ⁻¹
u	prędkość przepływu	m·s ⁻¹
v	objętość właściwa	m ³ ·kg ⁻¹
vap	ciepło parowania	J·kg ⁻¹
V	napięcie prądu	V
V_{oc1}, V_{oc2}	napięcie otwartego obwodu	V
w	szerokość	m
W	współczynnik	-
x	współrzędna, kierunek wzdłuż przepływu	m

X	stopień suchości	-
χ_{tt}	parametr <i>Lockharta i Martinelli</i> 'ego	-
y	współrzędna w kierunku prostopadłym do przepływu i szerokości przegrody	m

Greckie	Opis	Jednostka
α	współczynnik przejmowania ciepła	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
β	kąt falistości płyty	-
β_T	temperaturowy współczynnik degradacji	-
Γ	parametr rozwinięcia powierzchni	-
γ	temperaturowy współczynnik	-
Δ	przyrost (różnica), błąd bezwzględny	-
ΔE_c	całkowity błąd pomiaru foto-radiometru	-
ΔE_{Fr}	błąd pomiaru foto-radiometru	-
$\Delta\eta$	straty wydajności	%
δ	grubość, głębokość	m
δ_c	odległość komórki przyściennej	m
ε	emisyjność powierzchni	-
$\bar{\varepsilon}$	efektywność wymiennika	-
ϵ	błąd względny	%
η	sprawność	%
λ	współczynnik przewodzenia ciepła	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
μ	współczynnik lepkości dynamicznej	$\text{Pa}\cdot\text{s}$
ν	współczynnik lepkości kinematycznej	$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$
ρ	gęstość	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
σ	błąd pomiaru temperatury	K
σ_h	napięcie powierzchniowe	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
τ_a	współczynnik transmisyjno-absorpcyjny	-
ϕ	stopień zapełnienia	-
Φ^2	współczynnik poprawkowy oporu przepływu dwufazowego	-
∇	operator Hamiltona, wektor nabra	-
∇f	skalarny operator pola	-

Liczby podobieństwa

Bo	liczba wrzenia	$Bo = \frac{q_w}{G \cdot \rho} = \frac{A \cdot q_w}{Q_m \cdot \rho}$
Co	liczba ograniczająca	$Co = \frac{1}{d_h} \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_l - \rho_v)}}$
Fr	liczba <i>Froude'a</i>	$Fr = \frac{G^2}{\rho^2 \cdot g \cdot d_h}$
Gz	liczba <i>Graetza</i>	$Gz = Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{d}{L_i}\right)$

Ja	liczba <i>Jakoba</i>	$Ja = \frac{c_{pl} \cdot \rho_l \cdot \Delta T_{sub}}{\rho_v \cdot \lambda_{vap}}$
Ku	liczba <i>Kutateladzego</i>	$Ku = \frac{q}{\lambda_{vap} \cdot \rho_v \cdot u}$
Nu	liczba <i>Nusselta</i>	$Nu = \frac{\alpha_l \cdot d_h}{\lambda_l}$
Pe	liczba <i>Pécleta</i>	$Pe = RePr$
Pr	liczba <i>Prandtla</i>	$Pr = \frac{\mu_l \cdot c_{pl}}{\lambda_l} = \frac{Pe}{Re}$
Re	liczba <i>Reynoldsa</i>	$Re = \frac{G \cdot d_h}{\mu_l}$
We	liczba <i>Webera</i>	$We = \frac{u^2 \cdot d_h \cdot \rho_l}{\sigma_h}$

Indeksy dolne

1	płyta grzejna
2	czynnik roboczy w gorącym minikanale
3	płyta środkowa
4	czynnik roboczy w zimnym minikanale
5	płyta zamykająca
12	powierzchnia kontaktowa: płyta grzejna - czynnik roboczy w gorącym kanale
23	powierzchnia kontaktowa: czynnik roboczy w kanale gorącym - płyta środkowa
34	powierzchnia kontaktowa: płyta środkowa - czynnik roboczy w zimnym kanale
45	powierzchnia kontaktowa: płyn kanale zimnym - płyta zamykająca
Ag	płyta srebrna
aT	wszystkie typy termopar
ave	średnia
b	zakres pomiarowy
c	całkowity
CHF	krytyczny strumień ciepła
Cu	płyta miedziana
el	elektryczny
$eksp$	eksperymentalny
E	zwiększający
f	płyn
FC	czynnik roboczy FC-72
h	hydrauliczny
H	płyta grzejna
i	przekrój od wlotu do strefy ogrzewanej
IR	termowizja
k	konwekcja
K	minikanal o przekroju prostokątnym

<i>ko</i>	korekcyjny
<i>Kp</i>	kanal poziomy
<i>Kh</i>	kanal pionowy
<i>l</i>	ciecz
<i>lam</i>	laminarny
<i>lin</i>	przebieg liniowy
<i>lo</i>	przepływ tylko cieczy
<i>lp</i>	sonda LP471PHOT
<i>lv</i>	latencyjna entalpii (entalpii parowania lub skraplania)
<i>m</i>	minikanal
<i>max</i>	maksymalny
<i>min</i>	minimalny
<i>mod</i>	moduł
<i>mp</i>	znamionowa
<i>n</i>	liczba minikanalów w wymienniku
<i>nb</i>	wrzenie pęcherzykowe w objętości
<i>nl</i>	nieliniowości
<i>Nov</i>	czynnik roboczy HFE-649
<i>omb</i>	stacja akwizycji danych IoTECH-DAQBOARD-3000
<i>p</i>	punkt pomiarowy
<i>PB</i>	wrzenie w dużej objętości
<i>PV</i>	ogniwo słoneczne
<i>r</i>	zredukowane (dotyczy ciśnienia)
<i>ref</i>	odniesienia
<i>R</i>	cieplna
<i>rz</i>	rzeczywisty
<i>s</i>	otoczenie
<i>sat</i>	nasycony, nasycenia
<i>SG</i>	szkło hartowane
<i>sp</i>	jednofazowy
<i>st</i>	stacja akwizycji danych
<i>sub</i>	dotyczy wrzenia przechłodzonego
<i>STAR</i>	obliczenia w programie STAR-CCM+
<i>ś</i>	ścianka
<i>t</i>	przetwornik ciśnienia
<i>tt</i>	turbulentny przepływ cieczy i gazu
<i>temp</i>	temperatury
<i>teor</i>	teoretyczny
<i>TC</i>	termopary
<i>TP</i>	przepływ dwufazowy
<i>TPF</i>	tarciowy składnik przepływu dwufazowego
<i>u</i>	użyteczna
<i>v</i>	para, gaz

<i>w</i>	powierzchnia
<i>wika</i>	przetwornik ciśnienia Wika A-10
<i>W</i>	woda destylowana
<i>we</i>	wlot
<i>wy</i>	wylot
<i>wym</i>	wymiennik
<i>x</i>	grubość warstwy przyściennej
<i>za</i>	zastępcza (dotyczy średnicy)
<i>zw</i>	zewnątrzna (dotyczy średnicy)
<i>z</i>	płyta zamykająca
<i>1D</i>	podejście jednowymiarowe
<i>2D</i>	podejście dwuwymiarowe

1. WSTĘP

Wymienniki ciepła są obecnie stosowane w każdej gałęzi przemysłu, w której zachodzi wymiana ciepła. Są one stosowane w branży IT wszędzie tam, gdzie wymagane jest chłodzenie np. procesorów, chipsetów oraz szaf serwerowych. Wymienniki ciepła są szeroko wykorzystywane do skoncentrowania lub schłodzenia różnych substancji chemicznych w procesach destylacji, reakcji chemicznych oraz produkcji różnych produktów chemicznych oraz pompach ciepła. Są wykorzystywane w elektrowniach cieplnych, elektrowniach jądrowych oraz w energetyce odnawialnej, takiej jak instalacje solarno-termalne do przekazywania ciepła i generowania energii cieplnej. Aktualnie można zaobserwować tendencję, gdzie wykorzystuje się wymienniki do chłodzenia ogniw fotowoltaicznych typu *PVT* (ang. *Photovoltaic Thermal*). Do tego typu zastosowania niezbędny jest wymiennik ciepła o większych gabarytach, wyższej efektywności wymiany ciepła.

Aby zwiększyć efektywność pracy fotoogniw należy ochłodzić powierzchnię ogniwa fotowoltaicznego. Zakłada się też, że wraz ze wzrostem temperatury paneli *PV*, podwojeniu ulega tempo ich degradacji, spada ich wydajność, a także żywotność. Dlatego technologia umożliwiająca utrzymanie paneli w możliwie niskiej temperaturze jest jednym z bardziej pożądanym przez branżę fotowoltaiczną rozwiązań. Ubocznym efektem padania promieni słonecznych na panele *PV* jest powstające w tym procesie - obok energii elektrycznej - także ciepło, dlatego niezbędne jest chłodzenie, a zarazem magazynowanie energii cieplnej.

W pracy przedstawiono przegląd literatury dotyczącej klasyfikacji kompaktowych wymienników ciepła z minikanalami oraz ich wybranych rozwiązań konstrukcyjnych. Omówiono wybrane wyniki badań wymiany ciepła podczas przepływu czynników roboczych przez kanały o niewielkich wymiarach, metody wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła oraz równania kryterialne opisujące wymianę ciepła w prostokątnych minikanalach. Zaprezentowano przegląd stosowanych konfiguracji instalacji hybrydowych, a także zagadnienia dotyczące efektywności energetycznej i cieplnej instalacji fotowoltaicznej. Zaproponowano nowe konstrukcje prototypowych kompaktowych wymienników ciepła z minikanalami przeznaczonych do chłodzenia paneli słonecznych oraz układów elektronicznych. Przygotowano stanowiska eksperymentalne i opracowano procedurę badawczą. Jedno ze stanowisk pomiarowych służyło badaniom wymiany ciepła w module z płytą grzejną, wyposażonym w dwa równoległe minikanaly. Kolejne stanowisko pomiarowe zaprojektowano do badań z modulem solarnym z dwunastoma równoległymi minikanalami.

Dysertacja obejmuje propozycję metody obliczeniowej, opartej na podejściu jednowymiarowym 1D przepływu ciepła w celu wyznaczania lokalnych współczynników przejmowania ciepła. W pracy porównano wyniki otrzymane z zastosowania podejścia 1D z wynikami otrzymanymi z metody dwuwymiarowej (2D), opartej na funkcjach *Treffza*. Przeprowadzono symulację metodą numeryczną w programie *CFD* Simcenter STAR-CCM+ dla dwóch modułów pomiarowych (z dwoma

minikanalami i grupą kanałów). Porównano wyniki otrzymane z zastosowania równań kryterialnych znanych autorów z wynikami poszczególnych obliczeń. Przeprowadzono analizę porównawczą wyników uzyskanych dla dwóch czynników chłodniczych FC-72 i HFE-649 pod kątem intensywności wymiany ciepła wraz z oceną wpływu parametrów cieplno-przepływowych. Zaprezentowano wartości lokalnych współczynników przejmowania ciepła otrzymanych przy zastosowaniu gładkiej oraz rozwiniętej powierzchni grzejnej (teksturowanej laserowo). Porównano wartości współczynników przejmowania ciepła, otrzymane dla różnej orientacji przestrzennej modułu testowego. Wykonano analizę temperaturowego współczynnika mocy dla modułu *PVT*. Zestawiono błędy pomiaru aparatury oraz parametry eksperymentalne wykonanych badań. Przeprowadzono analizę efektywności cieplnej wymienników ciepła oraz przedstawiono propozycję zastosowania modułów do chłodzenia elementów instalacji fotowoltaicznej.

Całość prac badawczych była ukierunkowana na rozwijanie wiedzy z zakresu wymiany ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła, ze szczególnym uwzględnieniem ich zastosowania do chłodzenia ogniw słonecznych oraz układów elektronicznych z wykorzystaniem minikanalów chłodzących. Praca ta ma na celu przyczynienie się do doskonalenia efektywności energetycznej i cieplnej w systemach fotowoltaicznych przy wykorzystaniu konstrukcji kompaktowych wymienników ciepła.

2. PRZEGLĄD LITERATURY DOTYCZĄCEJ KOMPAKTOWYCH WYMIENNIKÓW CIEPŁA

2.1. Wprowadzenie

Wymiana ciepła w kompaktowych wymiennikach przebiega zwykle bardziej efektywnie niż w tradycyjnych wymiennikach [198]. Kompaktowość wymienników pozwala na zmniejszenie objętości i masy czynników roboczych i wymiarów elementów urządzeń, co prowadzi do niższych kosztów produkcji i lepszej wydajności energetycznej. Wydajność cieplna określa, ile ciepła system jest w stanie wymienić lub przekazać, natomiast efektywność cieplna ocenia, jak dobrze system wykorzystuje dostępne zasoby ciepła, uwzględniając ewentualne straty. Istnieją różne kryteria do określenia czy dany wymiennik jest kompaktowy, takie jak gęstość powierzchni wymiany ciepła i współczynnik kompaktowości. Kompaktowe wymienniki ciepła znajdują zastosowanie w wielu aplikacjach, przykładowo: chłodzenie elektroniki, klimatyzacja oraz wytwarzania energii elektrycznej i ciepła jednocześnie.

W projektowaniu i wyborze wymiennika ciepła ważne jest uwzględnienie wielu czynników np. wielkość i rodzaj czynnika roboczego, przepływ, ciśnienie, temperatura i inne wymagania dotyczące procesu wymiany ciepła. Dzięki swoim unikalnym cechom, kompaktowe wymienniki ciepła stanowią ważną kategorię w branży inżynierii cieplnej, szczególnie w aplikacjach, w których jest konieczne zminimalizowanie objętości lub masy, przy jednoczesnym zapewnieniu efektywnej wymiany ciepła.

Istnieje wiele rodzajów kompaktowych wymienników ciepła, różniących się między sobą parametrami, takimi jak: wydajność, ciśnienie, powierzchnia wymiany ciepła, rodzaj czynników roboczych, materiał elementów wymiennika, przepływ czynników roboczych współprądowy i przeciwprądowy, rozmiar wymiennika. Wybór odpowiedniego wymiennika ciepła może być dokonany w zależności od potrzeb, aby uzyskać najlepsze wyniki w danym procesie. Utrzymanie i dobór odpowiedniej powierzchni wymiany ciepła pozwala na osiągnięcie wysokiej wydajności procesów wymiany ciepła.

Gęstość powierzchniowa dla płytowych wymienników ciepła może wynosić od $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$ do nawet $2000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ w zależności od rodzaju płyt, ich konfiguracji, grubości materiału, a także warunków eksploatacyjnych, takich jak temperatura i ciśnienie pracy wymiennika. Wymienniki kompaktowe łączą różne rodzaje powierzchni wymiennych, co może prowadzić do zróżnicowania gęstości powierzchniowych. Zakres gęstości powierzchniowych dla wymienników kompaktowych, mieści się w zakresie od $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ do $1200 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Można również wymienić wymiennik, którego czynnikiem roboczym jest mieszanina gaz-ciecz, w którym parametr gęstości powierzchniowej wynosi co najmniej $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [192]. Wartość przedstawiona, która uznana jest w literaturze [120] jako granica kompaktowości. Dla wymiennika z czynnikiem roboczym typu ciecz-ciecz granica wartości gęstości powierzchniowej wynosi do $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [120]. Dla porównania, w miniwymiennikach gęstość powierzchniowa jest wyższa od $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$, gdy występują kanały o średnicy

hydraulicznej od 100 μm do 1 mm [101]. Natomiast dla mikrowymienników gęstość powierzchniowa wynosi co najmniej 15000 m^2/m^3 (średnica hydrauliczna od 1 μm do 100 μm) [128,118]. Aby poprawić efektywność transferu ciepła w procesach technologicznych, zwiększa się powierzchnię wymiany ciepła przez dodanie żeber lub mikro wgłębień na powierzchni płyt.

2.2. Klasyfikacja kompaktowych wymienników ciepła

Kompaktowe wymienniki ciepła są stale ulepszane dzięki nowoczesnym technikom i materiałom, które poprawiają ich wydajność. Parametrem kluczowym w ocenie efektywności wymiennika ciepła, szczególnie wymienników kompaktowych to gęstość powierzchniowo/objętościowa (ang. *surface to volume ratio*). Jest przedstawiona jako stosunek całkowitej powierzchni wymiany ciepła do objętości wymiennika ciepła. W tabeli 2.1 podano wybrane typy wymienników ciepła wraz ze wskazaniem stosunku powierzchni do objętości płyt [200,226,199,120,192,118].

Tabela 2.1 Progowe gęstości powierzchni/objętości wybranych typów kompaktowych wymienników ciepła

Kompaktowy wymiennik ciepła typ medium	Stosunek powierzchni do objętości płyt
Gaz-gaz	Większa niż 500 m^2/m^3
Gaz-ciecz	Większa niż 500 m^2/m^3
Ciecz-ciecz	Większa niż 200 m^2/m^3

Wśród nowych konstrukcji wymienników ciepła można wymienić: wymienniki minikanałowe, mikrokanałowe płytowe i wymienniki minikanałowe płaszczowo-rurkowe.

W odniesieniu do budowy wymienników ciepła, kompaktowy charakteryzuje się gęstością powierzchniową wynoszącą 200 m^2/m^3 , co odpowiada średnicy hydraulicznej mniejszej niż 14 mm według publikacji [200,226,199]. W literaturze naukowej można znaleźć uproszczone metody klasyfikacji kompaktowych wymienników ciepła. W publikacji [194], przyjęto, że kompaktowym wymiennikiem ciepła jest urządzenie wyposażone w kanały o średnicy hydraulicznej mniejszej niż 6 mm. Wymienniki ciepła dzielą się na urządzenia z rurami, z płytami, z rurami-żebrowanymi oraz regeneracyjne, które różnią się między sobą geometrią i sposobem wymiany ciepła. Każdy z tych typów wymienników ciepła jest zaprojektowany z myślą o określonych zastosowaniach i spełnieniu wymagań dotyczących efektywności i pracy.

W dalszej części rozdziału podano klasyfikację kompaktowych wymienników ciepła i omówiono kilka najpopularniejszych ich konstrukcji.

W zależności od zastosowania, występuje wiele typów kompaktowych wymienników ciepła, które przedstawiono w [118,243]:

- płytowe wymienniki ciepła (ang. *Plate Heat Exchangers*),
- lutowane płytowe wymienniki ciepła (ang. *Brazed Plate Heat Exchangers*),
- spawane płytowe wymienniki ciepła (ang. *Welded Plate Heat Exchangers*),

- płaszczowo-rurowe wymienniki ciepła (ang. *Jacketed Shell and Tube Heat Exchangers*),
- płaszczowo-płytowe wymienniki ciepła (ang. *Plate and Shell Heat Exchangers*),
- płytowo-żebrowe wymienniki ciepła (ang. *Plate Fin Heat Exchangers*),
- płytowo-lamelowe wymienniki ciepła (ang. *Plate Lamella Heat Exchangers*),
- płytowo-żebrowe (płyta klejona dyfuzyjnie) wymienniki ciepła (ang. *Diffusion-Bonded Plate Fin Heat Exchangers*),
- spiralne wymienniki ciepła (ang. *Spiral Heat Exchangers*),
- wymienniki ciepła z płytami drukowanymi (ang. *Printed Circuit Board Heat Exchangers*),
- polimerowe wymienniki ciepła (ang. *Polymer Heat Exchangers*).

Do najpopularniejszych kompaktowych wymienników ciepła zaliczamy wymienniki płytowo-żebrowe. Dodanie dużej ilości żeberk do płyt zwiększa powierzchnię wymiany ciepła w tego typu wymiennikach.

2.3. Przegląd konstrukcji kompaktowych wymienników ciepła

W Tabeli 2.2 zestawiono podstawowe konstrukcje kompaktowych wymienników ciepła. Dla każdego rodzaju wymiennika podano jego konstrukcję w formie ilustracji, a także opisano jego konstrukcję i zalety. Tego rodzaju wymienniki są szeroko stosowane w systemach ogrzewania, wentylacji i klimatyzacji oraz w przemyśle energetycznym.

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji

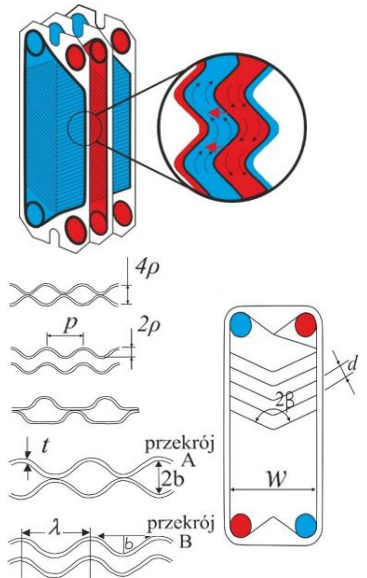
 Widok przekroju płytowego wymiennika ciepła, opracowanie własne na podstawie publikacji [42].	Płytowy wymiennik ciepła (<i>Plate Heat Exchanger</i>). Kompaktowy wymiennik ciepła tego rodzaju składa się z metalowych płyt, które są połączone w sposób umożliwiający efektywną wymianę ciepła między płynami. Wymienniki te występują w wersjach wykonanych ze stali nierdzewnej, tytanu, tytan-palladu, niklu i miedzi, co pozwala na dobranie odpowiedniego materiału do konkretnych potrzeb [219]. Każda prasowana płyta jest pofalowana, posiada szereg naprzemiennych grzbietów i rowków tworzących kanały, w których przepływają media robocze. Rozstaw płyt jest istotnym czynnikiem w procesie transferu ciepła, a ich minimalna odległość wynosi od 1 do 5 mm. Uszczelnienia płyt zabezpieczają przed wyciekami płynów pomiędzy płytami. Grubość płyt w tych wymiennikach zwykle wynosi od 0,3 do 0,8 mm, a długość kanałów wynosi 0,2-3 m [219]. Na rysunku przedstawiono: β - kąt nachylenia przetłoczeń płyt, λ - długość fali pofalowania, b - głębokość pofalowania, t - grubość płyty.
--	--

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji (cd.)

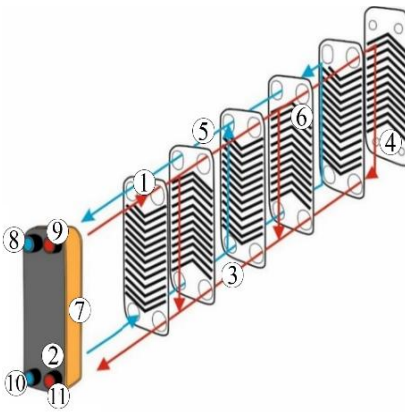
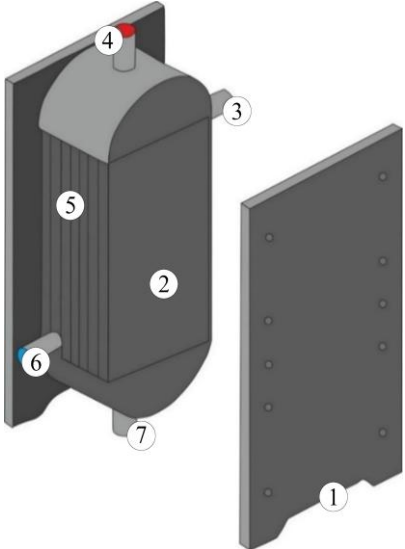
 Widok przekroju lutowanego płyto- wego wymiennika ciepła, opraco- wanie własne na podstawie publika- cji [170].	Lutowany płytowy wymiennik ciepła składa się z następujących elementów: 1 – płyta z falowanymi kanałami, 2 – osłona przednia, 3 – ciepła ciecz, 4 – pokrywa płytowa zamykająca wymiennik, 5 – zimna ciecz, 6 – kanały, 7 – lutowane płyty, 8 – wylot zimnego czynnika roboczego, 9 – wlot ciepłego czynnika roboczego, 10 – wlot zimnego czynnika roboczego, 11 – wylot zimnego czynnika roboczego. W przeciwieństwie do wymienników skręcanych, umożliwiają one elastyczną modyfikację i łatwiejszą konserwację [128].
 Widok ogólny spawanego płyto- wego wymiennika ciepła, opraco- wanie własne na podstawie publika- cji [243].	Spawany płytowy wymiennik ciepła składa się z następujących elementów: 1 – osłona przednia, płyta zamykająca wymiennika, 2 – osłona przednia, pakiet płyt termoprzewodzących, 3 – wylot zimnego czynnika roboczego, 4 – wlot ciepłego czynnika roboczego, 5 – spaw boczny kanałów, 6 – wlot zimnego czynnika roboczego, 7 – wylot ciepłego czynnika roboczego. W wymiennikach płytowych spawanych wykorzystuje się ekstremalne warunki pracy pod względem ciśnienia roboczego (nawet do 100 bar), temperatury (do +900°C) oraz charakteru czynnika roboczego (oddziaływania korozyjne). Wymienniki płytowe spawane posiadają podobne atrybuty co wymienniki lutowane, jednak dodatkowo wyróżniają się wyższą odpornością termiczną i mechaniczną w stosunku do wymienników lutowanych [118,128].

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji (cd.)

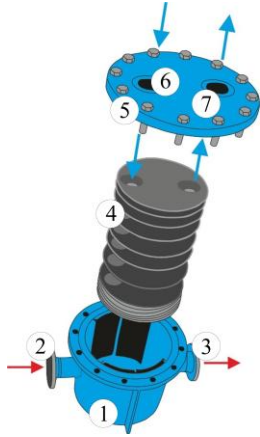
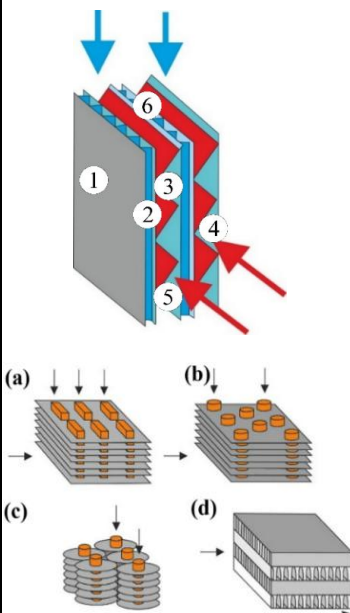
 Widok przekroju płaszczowo-płytkowego wymiennika ciepła, opracowanie własne na podstawie publikacji [93].	Płaszczowo-płytkowy wymiennik ciepła składa się z następujących elementów: 1 – powłoka zewnętrzna wymiennika, 2 – wlot ciepłego czynnika roboczego, 3 – wylot ciepłego czynnika roboczego, 4 – stos okrągłych płyt, 5 – pokrywa wymiennika zamykająca płaszcz, 6 – wlot zimnego czynnika roboczego, 7 – wylot zimnego czynnika roboczego. Płaszczowo-płytkowe wymienniki ciepła to połączenie klasycznych wymienników płytowych z płaszczowo-rurowymi. Czynnik roboczy przepływa z jednej strony płyt, a drugi płyn przepływa w płaszczu otaczającym płyty. W celu zwiększenia turbulencji płynów i współczynnika przejmowania ciepła stosuje się różne typy przegród i żeber. Istnieją różne konfiguracje przepływu oraz szczegóły konstrukcyjne, w tym minikanaly, które zwiększają efektywność wymiany ciepła. Cechy wymiennika płaszczowo-rurowego: jest w pełni spawany, zamknięty, zwarty i funkcjonalny konstrukcyjnie, o wielu możliwych zastosowaniach.
 Widok przekroju płytowo-żebrowego wymiennika ciepła, opracowanie własne na podstawie publikacji [243].	Płytkowo-żebrowy wymiennik ciepła składa się z następujących elementów: 1 – płyta zewnętrzna, 2 – kontener tworzący kanały, 3, 4 – mocowanie na ramie, 5 – wlot ciepłego czynnika roboczego, 6 – wlot zimnego czynnika roboczego; a) – rura prostokątna żebrowana (rury płaskie, żebra z blachy ciągłej), b) – rura żebrowana (rury okrągłe, płyty z blachy ciągłej), c) – rura żebrowana (rury okrągłe, płyty okrągłe), d) – rura płytowo-żebrowana (jednoprzepływowa lub wieloprzepływowa). Wymiennik ciepła płytowo-żebrowy składa się z warstw blachy falistej oddzielonych metalowymi płytami, zazwyczaj aluminiowymi, które tworzą serię żebrowanych komór. Przepływ oddzielnych strumieni gorącego i zimnego płynu odbywa się przez naprzemienienie ułożone warstwy wymiennika, a te z kolei są otoczone bocznymi listwami. Proces przenoszenia ciepła następuje poprzez interfejs żeber, które oddzielają jedno strumienie od drugich i przenoszą ciepło na płytę separatora, a następnie poprzez kolejny zestaw żeber do sąsiedniego płynu [118,243]. Konstrukcja płytowo-żebrowego wymiennika ciepła umożliwia jego pracę z różnymi rodzajami gazów, cieczy i dwufazowych płynów. Jednym z głównych czynników wpływających na efektywność wymiany ciepła w płytowo-żebrowych wymiennikach jest konfiguracja żeber [10,35,129,55,230].

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji (cd.)

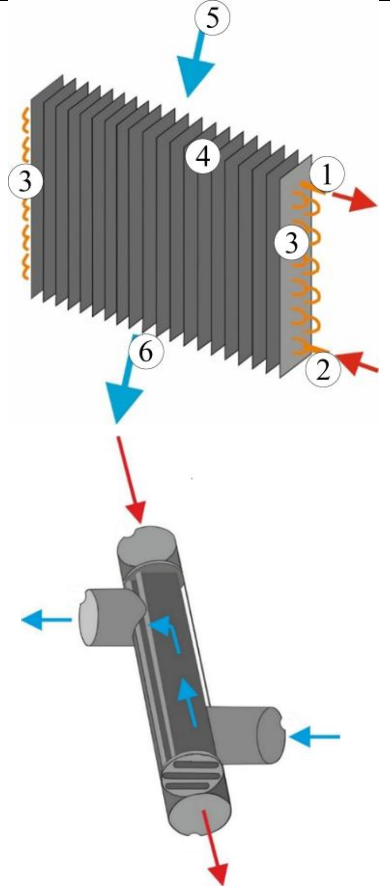
 Widok przekroju lamelowego wymiennika ciepła, opracowanie własne na podstawie publikacji [243].	Poniżej wymieniono główne elementy wymiennika lamelowego: 1 – powłoka zewnętrzna wymiennika, 2 – wlot ciepłego czynnika roboczego, 3 – wylot ciepłego czynnika roboczego, 4 – stos płyt, 5 – wlot zimnego czynnika roboczego, 6 – wylot zimnego czynnika chłodniczego. Standardowe lamelowe wymienniki ciepła składają się z rurek miedzianych oraz lameli aluminiowych lub miedzianych, przy czym specjalne rodzaje wytłoczeń lamel są opracowane w celu usprawnienia procesu wymiany ciepła oraz utrzymania spadku ciśnienia na umiarkowanym poziomie. Lamela to element wymiennika ciepła, który ma kształt cienkiej płaskiej płyty, umieszczonej równolegle do siebie wzdłuż rurek wymiennika [109,138,48]. Wytłoczenia na powierzchni lameli, zwane rowkami, zwiększają powierzchnię kontaktu między lamelami i płynem, co poprawia efektywność wymiany ciepła. Opracowanie specjalnych rodzajów wytłoczeń lamel pozwala na osiągnięcie wysokiej wydajności wymiennika ciepła przy umiarkowanym spadku ciśnienia [229,84]. Dzięki mechanicznemu rozszerzeniu rur zapewnione jest doskonałe połączenie między żebrami i rurami, co prowadzi do maksymalnej wymiany ciepła między czynnikami roboczymi [229]. W wymienniku kilka rurek jest połączonych ze sobą za pomocą lutowanych kolektorów tworzących obiegi, do których czynniki robocze dostarczane są za pośrednictwem komór rurowych. Lamelowe wymienniki ciepła są rozwiązaniem umożliwiającym utrzymanie właściwej temperatury w systemach klimatyzacyjnych przez cały rok [118].
---	--

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji (cd.)

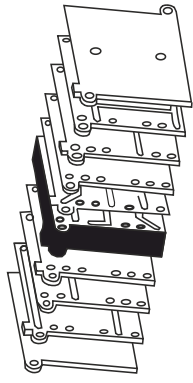
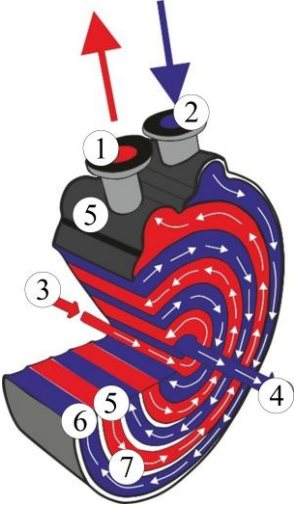
 Mikrokanałowy wymiennik ciepła wykonany metodą zgrzewania dyfuzyjnego, opracowanie własne na podstawie publikacji [147].	W procesie wiązania dyfuzyjnego, który jest niezbędny do produkcji kompaktowych wymienników ciepła wykonanych z płaskich płyt z wytrawionymi rowkami ułożonymi w stos, wykorzystuje się ściśle określone etapy sklejanie i dociskania materiałów bazowych w temperaturze, która nie przekracza ich temperatury topnienia [147]. W ten sposób, dochodzi do tłumienia odkształcenia plastycznego i umożliwia proces dyfuzji atomów na styku łączącym, który zakończy wiązanie [155]. Cechą charakterystyczną dla takiego wymiennika jest płaska płyta ze stali nierdzewnej z wytrawionym rowkiem do układania w stos i łączona przez zjawisko dyfuzji metalu [243,147]. Przez te szczeliny przepływa płyn chłodzący lub ogrzewający, który oddaje lub pobiera ciepło z płyt wymiennika.
 Widok przekroju spiralnego wymiennika ciepła, opracowanie własne na podstawie publikacji [116].	Wymiennik spiralny składa się z elementów: 1 – wylot ciepłego czynnika chłodniczego, 2 – wlot zimnego czynnika chłodniczego, 3 – wlot ciepłego czynnika chłodniczego, 4 – wylot zimnego czynnika chłodniczego, 5 – kanał ciepły, 6 – kanał zimny, 7 – przegroda tworząca kanały. Spiralny płytowy wymiennik ciepła charakteryzuje się konstrukcją, w której dwie długie metalowe płyty toczone są wokół środkowego rdzenia. W wyniku tego procesu powstają dwa koncentryczne spiralne kanały przepływowe, po jednym dla każdego płynu. W celu uniknięcia mieszania się dwóch płynów, krawędzie płyt są spawane, co pozwala każdemu płynowi pozostać we własnym kanale. Szczelina między płytami jest utrzymywana przez przyspawane króćce dystansowe, chociaż nie każdy projekt uwzględnia takie rozwiązanie [190]. Spiralne płytowe wymienniki ciepła mogą być wykonane z dowolnego spawalnego i formownego materiału (stale węglowe, stale nierdzewne, tytan, stopy niklu itp.).

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji (cd.)

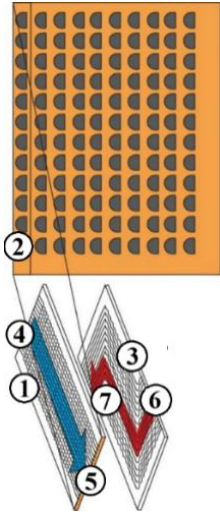
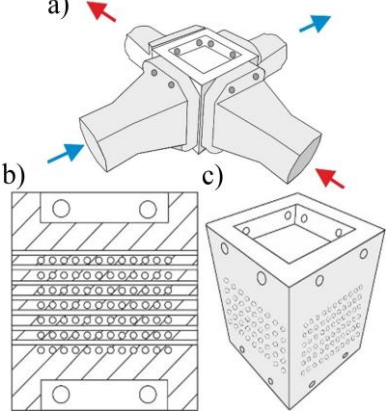
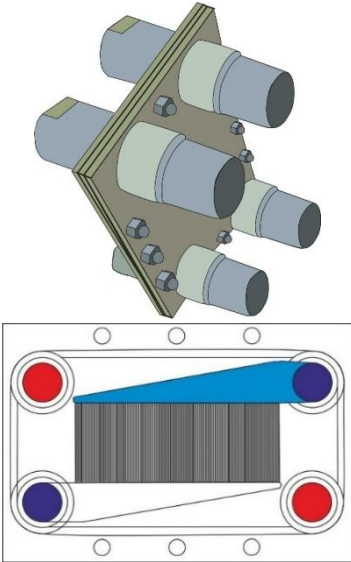
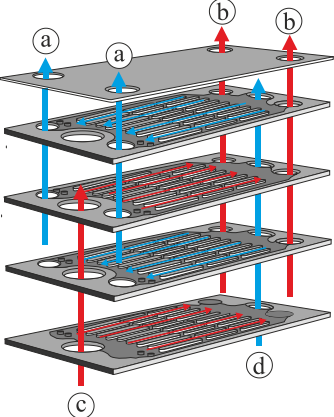
 Widok przekroju wymiennika z obwodem drukowanym, opracowanie własne na podstawie publikacji [243].	Wymiennik ciepła z obwodem drukowanym posiada następujące elementy: 1 – płyta drukowana z kanałami z zimną cieczą, 2 – wylot zimnego płynu z kanałów, 3 – płyta drukowana z ciepłą cieczą, 4 – wlot zimnego czynnika roboczego, 5 – wylot zimnego czynnika roboczego, 6 – wlot ciepłego czynnika roboczego, 7 – wylot ciepłego płynu. Wymienniki ciepła oparte na obwodzie drukowanym (<i>PCHE</i> - <i>Printed Circuit Heat Exchanger</i>) składają się z płaskich metalowych płyt, na których wykonuje się kanały do przepływu płynów. Kanały te są wytrawiane chemicznie przed połączeniem poszczególnych płyt w celu utworzenia kompletnego bloku wymiennika ciepła. Klejenia dyfuzyjne wykonuje się w miejscach wlotów i wylotów, co umożliwia mocowania głowic i dysz. Wewnętrzne elementy <i>PCHE</i> wykonywane są w większości z kanałów półokrągłych, których głębokość wytrawienia waha się od 0,1 mm do 2,5 mm, co wpływa na szerokość kanału (o 0,2 mm do 5 mm). Technika dyfuzji sprzyja wzrostowi ziaren krystalicznych między metalowymi powierzchniami, które są ściskane w wysokiej temperaturze poniżej temperatury topnienia, co pozwala na niską masę i wysoką wytrzymałość strukturalną wymiennika <i>PCHE</i>.
 Widok przekroju polimerowego wymiennika ciepła, opracowanie własne na podstawie publikacji [78].	Polimerowy wymiennik ciepła z obwodem drukowanym zawiera elementy: a) polimerowy wymiennik ciepła z czterema dyszami wlotu i wylotu płynów, zamontowanymi po bokach rdzenia polimerowego, b) wydrukowane warstwy wymiennika, c) rdzeń polimerowy z minikanalami. Polimerowe wymienniki ciepła stosuje się do ogrzewania i chłodzenia różnorodnych mediów, w przypadku których zastosowanie metalowych płytowych wymienników ciepła nie jest możliwe. Coraz popularniejsze staje się stosowanie polimerów w wymiennikach ciepła, szczególnie od czasu pojawienia się na rynku drukarek 3D. Stosuje się polimery fenolowe wzmocnione włóknem węglowym <i>CFRP</i> (ang. <i>Carbon Fiber Reinforced Polymer</i>), aramidowe wzmocnione włóknem szklanym [9] lub <i>PEEK</i> (polieteroeteroketon) wzmocnione włóknem węglowym lub grafitowym [185]. Stosuje się polimery na bazie silikonu z włóknem węglowym [36].

Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji (cd.)

 Widok nowatorskiego minikanałowego wymiennika ciepła opracowanie własne na podstawie publikacji [147].	Nowatorski płytowy wymiennik ciepła z minikanałami posiada następujące elementy: Przedstawiony wymiennik składa się ze skrzyżowanych mosiężnych płyt z wyfrezowanymi minikanałami o przekroju prostokątnym. Posiada 4 wloty, które doprowadzają czynnik roboczy chłodniczy do wymiennika i 4 wyloty, które odprowadzają czynnik roboczy po procesie wymiany ciepła. Wymiary płyty to długość 175 mm oraz szerokość 120 mm, grubość płyty 1 mm oraz głębokość pośladowania 700 μm, szerokość obszaru kanałów 40 mm i długość 118 mm. W każdej płycie zaprojektowano specjalne nacięte minikanały do dystrybucji czynników roboczych. Ich głębokość wynosiła 1 mm, natomiast szerokość od 4 mm do 20 mm. Szczelność zespołu płyt wymiennika ciepła zapewniał specjalny rowek na uszczelkę teflonową oraz dodatkowe otwory do docisku. Przedstawiony wymiennik testowano w warunkach wrzenia etanolu. Jako drugi czynnik roboczy zastosowano wodę, w przepływie przeciwpływowym [147].
 Widok kompaktowego ceramicznego mikrokanalowego przeciwpływowego wymiennika ciepła na podstawie publikacji [114].	Kompaktowy ceramiczny mikrokanalowy przeciwpływowym wymiennik ciepła, posiada następujące elementy: a – wylot zimnego czynnika chłodniczego, b – wylot gorącego czynnika chłodniczego c – wlot ciepłego czynnika chłodniczego, d – wlot zimnego czynnika chłodniczego. W publikacji [114] opisano wymiennik składający się z wielu warstw przepływowych, z których każda zawierała 10 mikrokanalów o wysokości 550 mikronów oraz szerokości 2,8 mm. Gorący i zimny płyn przepływa przez centralne otwory od dołu i wypływa przez zewnętrzne otwory u góry. Każda płyta wewnętrzna jest takich samych rozmiarów i posiadała mikrokanaliki z dwóch stron płyty, w których wzór obrócony był o 180° względem warstwy leżącej po drugiej stronie płyty [114].

2.4. Metody obliczeniowe stosowane w zagadnieniach wymiany ciepła

Wymiana ciepła jest jednym z kluczowych procesów zachodzących w urządzeniach grzewczych. Zastosowanie minikanałów w konstrukcji płyt grzejnych pozwala na

zwiększenie intensywności wymiany ciepła oraz redukcję wymiarów tychże urządzeń. Minikanały charakteryzują się niewielkimi wymiarami, a zatem są to przestrzenie o przekroju poprzecznym rzędu kilku lub kilkunastu milimetrów. Dzięki takiemu rozmiarowi minikanałów, możliwe jest zwiększenie powierzchni wymiany ciepła w stosunku do konstrukcji tradycyjnych płyt grzejnych. Intensywność wymiany ciepła w minikanałach zależy przede wszystkim od kilku czynników, takich jak: prędkość przepływu płynu, różnica temperatur między płynem a płytą grzejącą, właściwości cieplnych materiałów. Wymiary i kształt minikanałów mają wpływ na intensywność wymiany ciepła wpływając na charakter przepływu płynu. Połączenie i rozmieszczenie minikanałów na powierzchni płyty grzejnej również odgrywają istotną rolę. Wymiana ciepła w minikanałach jest zjawiskiem złożonym, wymagającym zaawansowanych metod pomiarowych i często wymaga modelowania numerycznego. Dla płyty grzejnej z minikanałami intensywność wymiany ciepła może być znacznie wyższa niż w kanałach konwencjonalnych, co przekłada się na zwiększoną efektywność energetyczną i ekonomiczną. Procesy te charakteryzują się znaczną intensywnością, czasem utrudniając ich identyfikację. Przy zastosowaniu minikanałów, możliwe jest osiągnięcie intensywnej wymiany ciepła, przy jednoczesnym zmniejszeniu wymiarów urządzeń służących do przekazywania ciepła [142,208].

Klasyfikację metod stosowanych do rozwiązywania zagadnień związanych z wymianą ciepła podczas przepływu płynów przez kanały można przedstawić w następujący sposób:

- Analityczne – obejmują tradycyjne techniki rozwiązania równań różniczkowych przy użyciu klasycznych narzędzi matematycznych, szczególnie w dziedzinach takich jak inżynieria. Analityczne rozwiązanie zagadnień przepływu ciepła możliwe jest tylko w szczególnych przypadkach (głównie równań liniowych), w których zarówno geometria rozważanego obszaru, jak i warunki graniczne są opisane prostymi funkcjami [34]. Do najczęściej stosowanych metod analitycznych zaliczamy metodę Fouriera [235] oraz przekształcenia całkowe (transformaty). Polega ona na poszukiwaniu pola temperatury w postaci iloczynu funkcji, z których każda jest funkcją tylko jednej zmiennej [99]. Metody analityczne rozwiązywania zagadnień granicznych można podzielić na metodę charakterystyk [64], metodę rozdzielania zmiennych [99], metodę potencjałów [99], metodę funkcji Greena [19,66], metodę przekształceń konforemnych, metodę przekształceń całkowych [99], metodę Ritza [99], w tym metodę Kantorowicza oraz metodę Galerkinia [99]. W przypadku równań liniowych, wyróżnia się jako metodę rozwiązywania zagadnień granicznych także metodę superpozycji [213].
- Numeryczne – obejmują główne metody takie jak metoda różnic skończonych (MRS), metoda elementów brzegowych (MEB) i metoda elementów skończonych (MES), które pozwalają na przybliżone rozwiązania równań różniczkowych oraz na podziale obszaru na elementy skończone połączone węzłami, gdzie przybliża się pole temperatury za pomocą funkcji kształtu. Metoda elementów brzegowych (MEB) dyskretyzuje jedynie brzeg obszaru, co zmniejsza wymiar

problemu i czas budowy siatki. Jest szczególnym przypadkiem metod odchyłek ważonych, stosując funkcje wagowe zależne od brzegowych warunków. Metoda różnic skończonych (MRS) opiera się na zamianie operatorów różniczkowych na operatory różnicowe w siatce regularnej lub nieregularnej. Najczęściej stosowana w problemach brzegowych związanych z przepływem ciepła. Metoda objętości skończonych (MOS) wyznacza równania różnicowe na podstawie bilansów zachowania w kontrolnych objętościach obszaru. Stosowana w analizie przepływów cieplnych w cieczech i gazach. Metody wariacyjne rozwiązują równania różniczkowe przez aproksymację w postaci funkcji całkowitych np. metoda Ritza, Kantorowicza, metoda łamanych Eulera. Metody bezsiatkowe oparte na nieregularnych zbiorach punktów, np. (ang. *Meshless Finite Difference Method (MFDM)*). Stosowane w złożonych problemach, gdzie budowa klasycznej siatki jest trudna do wykonania [82]. Symulacje CFD (ang. *Computational Fluid Dynamics*) [137,38,130,2] umożliwiają szczegółową analizę przepływu płynów i wymiany ciepła w kanałach.

- Analityczno-numeryczne – łączą elementy obu podejść – analitycznego i numerycznego co umożliwia elastyczne podejście do skomplikowanych zagadnień, gdzie pełne rozwiązanie analityczne może być trudne do uzyskania [82]. Metody hybrydowe łączą elementy metod analitycznych i numerycznych. Na przykład, analityczne rozwiązania dla części problemu mogą być użyte do określenia warunków brzegowych dla symulacji numerycznych.
- Modele empiryczne i półempiryczne – w przypadku niewielkich wymiarów kanałów, często stosuje się modele oparte na eksperymentach, które pozwalają na oszacowanie współczynników przejmowania ciepła oraz oporów przepływu. Często metody hybrydowe łączą elementy metod analitycznych i numerycznych. Na przykład, analityczne rozwiązania dla części problemu mogą być użyte do określenia warunków brzegowych dla symulacji numerycznych.

Poniżej przedstawiono wybrane metody obliczeniowe stosowane w zagadnieniach wymiany ciepła podczas przepływu płynów przez kanały o niewielkich wymiarach.

W publikacji [212] autor przedstawił metody obliczeniowe stosowane do analizy wymiany ciepła w systemach z przepływem płynów przez kanały o niewielkich wymiarach oraz kompaktowych wymienników. Opisano analityczne metody obliczeniowe stosowane do projektowania wymienników ciepła, metody obliczeń współczynnika przejmowania ciepła oraz spadku ciśnienia dla różnych typów wymienników, w tym wymienników płytowych i rurowych. W publikacji uwzględniono następujące metody:

- LMTD (ang. *Log Mean Temperature Difference*) bazująca na średniej logarytmicznej różnicy temperatur, które są powszechnie stosowane w analizie wymiany ciepła.
- ε -NTU (ang. *effectiveness-NTU method*) jest metodą stosowaną do analizy cieplnej wymienników ciepła, opartą na parametrach charakterystycznych wymienników (współprądowy, przeciwprądowy, krzyżowy). Metoda ta pozwala na

określenie wydajności wymiennika ciepła, zwanej jako efektywność a także liczby jednostkowego transferu ciepła.

- Modelowanie numeryczne, CFD do symulacji przepływów w wymiennikach ciepła za pomocą programu ANSYS-CFX.
- Wyznaczenie średnich współczynników przejmowania ciepła za pomocą metody Wilsona.

W monografii [58] opisano równania kryterialne umożliwiające obliczenie współczynnika przejmowania ciepła podczas jednofazowego i dwufazowego przepływu płynów w kanałach konwencjonalnych oraz minikanalach. Ponadto przedstawiono metody oporów przepływu w kanałach o niewielkich wymiarach.

W pracy [211] autorzy opisują metody obliczeniowe stosowane w analizie przewodzenia ciepła, w szczególności dla przypadków jedno- i wielowymiarowych. Główne metody to:

- Metoda elementów skończonych - szeroko stosowana do rozwiązywania zarówno prostych, jak i odwrotnych zagadnień przejmowania ciepła. Autorzy korzystają m.in. z programu ANSYS-FLUENT w celu modelowania procesów cieplnych.
- Metoda odwrotna - stosowana w celu rekonstrukcji warunków początkowych lub brzegowych na podstawie znanych wyników pomiarów temperatury. Obejmuje ona różne techniki optymalizacyjne oraz metody numeryczne.
- Programy komputerowe - autorzy dołączyli kody w języku FORTRAN, które mogą być wykorzystane do samodzielnego wykonywania obliczeń numerycznych.

W monografii [147] autorzy przedstawili metody obliczeniowe stosowane podczas intensyfikacji wymiany ciepła przy użyciu mikrostrug w płytowym wymienniku ciepła. Główna technologia dotyczy mikrostrug, czyli precyzyjnie uformowanych strug płynu, które zmniejszają opory cieplne poprzez skuteczne rozbijanie warstwy przyściennej. Pozwala to na intensyfikację procesu wymiany ciepła pomiędzy płynem a powierzchnią wymiennika. Autorzy przedstawiają także obliczeniowe metody porównawcze, gdzie analizują charakterystyki cieplno-przepływowe wymienników mikrostrugowych w zestawieniu z innymi typami wymienników kompaktowych. Przedstawiono również koncepcję graficznej metody Wilsona.

W monografii [89] autorzy przedstawili kilka metod rozwiązań zagadnień dwuwymiarowych. Oprócz klasycznej metody Trefftza (metoda ta wykorzystuje funkcje Trefftza do aproksymacji nieznanych pól temperatury, co pozwala na rozwiązanie problemu zarówno w sposób prosty, jak i odwrotny) stosowali również następujące metody rozwiązywania zagadnień odwrotnych [174]:

- Metoda elementów skończonych ze zmodyfikowanymi funkcjami bazowymi Trefftza opartymi na interpolacji Lagrange'a oraz interpolacji Hermite'a [87,89,90,134].
- Metoda funkcji radialnych [86].
- Metoda homotopii połączona z metodą funkcji Trefftza [85].
- Metoda Becka [89,133,134,180].
- Nieciągła (tzw. bezwęzłowa) metoda Trefftza [89,133].

Autorzy w artykule [114] omówili metody obliczeniowe stosowane w zagadnieniach wymiany ciepła w mikrokanałowych wymiennikach ciepła. W artykule wykorzystano zaawansowane metody obliczeniowej dynamiki płynów (CFD), które umożliwiają precyzyjne modelowanie przepływu płynów oraz wymiany ciepła w płytowych mikrokanałowych wymiennikach ciepła. Do analizy mechanicznej wymiennika ciepła stosowano metodę elementów skończonych (MES). Ta technika obliczeniowa pozwala na dokładne odwzorowanie struktury wymiennika, umożliwiając ocenę naprężeń i wytrzymałości mechanicznej, co jest istotne w przypadku zastosowania materiałów ceramicznych. Wykorzystano także uproszczone modele analityczne NTU , przepływ laminarny oraz turbulentny, konwekcja wymuszona, straty ciśnienia oraz równanie przewodnictwa cieplnego w oparciu o prawo Fouriera. Te modele oparte są na klasycznych równaniach transportu ciepła i płynów, co pozwala na szybkie oszacowanie wydajności układu i wstępną optymalizację konstrukcji.

Intensywność wymiany ciepła, na którą wskazuje wartość współczynnika przejmowania ciepła, stanowi istotny element w projektowaniu konstrukcji przepływowych wymienników ciepła, w tym minikanałów i płyt grzejnych. Współczynnik ten zależy od wielu czynników, takich jak: geometria minikanału, prędkość przepływu cieczy, rodzaj czynnika. Dla minikanałów o szerokości 100-500 μm i głębokości 100-200 μm , współczynnik przejmowania ciepła może wynosić 1000-3000 $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$ [223,131], a przy zmianie fazy współczynnik przejmowania ciepła jest często wyższy.

W kanale o niewielkich wymiarach, czynnik roboczy w większym stopniu przylega do ścianek kanału ze względu na zwiększoną względną powierzchnię kontaktu. To prowadzi do zwiększenia efektywności transferu ciepła między płynem a ścianką kanału. Większa powierzchnia kontaktu pozwala na intensyfikację przekazywania ciepła, co oznacza skuteczniejsze chłodzenie lub ogrzewanie płynu w tym kanale [188].

W artykule [30] główną uwagę zwrócono na analizę parametrów charakteryzujących przepływ wody i czynników chłodniczych przez minikanały, takich jak: prędkość przepływu, temperatura i właściwości fizyczne i chemiczne mediów. Badano proces wymiany ciepła w małoskalowych (odnosi się do wymiennika ciepła, który ma niewielkie wymiary) wymiennikach ciepła, aby zwiększyć jego efektywność i zmniejszyć opory przepływu dwufazowego. Badania przeprowadzono na minikanałach wykonanych ze stali nierdzewnej, o wymiarach 1 mm x 1 mm, 1 mm x 2 mm, 1 mm x 3 mm i 2 mm x 2 mm, o długości 150 mm. Wykorzystano cztery różne proekologiczne czynniki chłodnicze: R1234ze(E), R1234yf, R1234ze(Z) i R1234ze [30]. W wyniku przeprowadzonych badań określono charakterystyki wrzenia dla badanych czynników chłodniczych w minikanałach o różnych wymiarach. Wyniki badań wskazały, że charakterystyki wrzenia badanych czynników chłodniczych są zależne od wymiarów minikanałów. Najwyższe współczynniki wymiany ciepła uzyskano dla minikanałów o wymiarach 1 x 2 mm i 2 x 2 mm. Dodatkowo stwierdzono, że czynniki chłodnicze R1234ze(E) i R1234yf charakteryzują się lepszymi parametrami niż R1234ze(Z) i R1234ze.

W pracy [59] zaprezentowano wyniki badań dotyczące wymiany ciepła podczas wrzenia czynnika roboczego R134a w minikanalach o całkowitej długości 500 mm i średnicy wewnętrznej 1,68 mm. Celem badań było zbadanie procesu wymiany ciepła podczas wrzenia czynnika roboczego w minikanalach o małych rozmiarach.

W artykule [60] przedstawione zostały wyniki badań dotyczących oporów jednofazowego przepływu mieszaniny wody i powietrza przez minikanale wykonane z rurek ze stali nierdzewnej o 15 różnych średnicach wewnętrznych w zakresie 0,21-2,3 mm oraz długości 500 mm. W ramach badań zostały określone zakresy i granice ruchu laminarnego oraz burzliwego, a także wyznaczono współczynniki strat liniowych. Otrzymane wyniki badań zostały poddane analizie porównawczej z wartościami uzyskanymi dla kanałów konwencjonalnych, co pozwoliło na ich weryfikację.

W publikacjach [23,24] szczególną uwagę skupiono na badaniach wymiany ciepła w kanałach z przepływem czynnika chłodniczego ze zmianą fazy i ich wpływie na efektywność wymiany ciepła. W ramach badań analizowano różne czynniki, takie jak: prędkość przepływu, temperatura i ciśnienie, które wpływają na proces wymiany ciepła w kanałach. Celem tych badań była poprawa efektywności wymiany ciepła w kanałach o wymiarach konwencjonalnych [23,24], a także w minikanalach [29,33,122,27,32,28].

Autorzy w artykule [148] zaprezentowali wyniki badań wymiany ciepła przy wrzeniu w przepływie czterech czynników roboczych: SES36, R134a, R123 i etanolu dla dwóch pionowych rurek o średnicy wewnętrznej: 1,15 mm i 2,3 mm. Autorzy zajmowali się również tematyką krytycznego strumienia ciepła (*CHF*- ang. *Critical Heat Flux*) podczas wrzenia w przepływie [148,149].

Celem autorów w publikacji [16] było zbadanie wpływu strumienia powierzchniowego wprowadzanego przez geometryczne zmiany kanału pomiędzy kanałami gorącego i zimnego płynu. Badanie zostało przeprowadzone numerycznie z wykorzystaniem oprogramowania *CFD ANSYS FLUENT 14.5*.

W publikacjach [51,43] autorzy zajmują się wrzeniem w dużej objętości na powierzchniach rozwiniętych oraz wrzeniem w przepływie.

W pracy [90], autorzy opisali zastosowanie funkcji Trefftza, w rozwiązywaniu zagadnień wymiany ciepła podczas wrzenia w minikanalach. Wybór funkcji zależy od równań różniczkowych opisujących wymianę ciepła w ciałach stałych i cieczach. Wykorzystano je do wyznaczania temperatury w minikanalach. W obliczeniach zastosowano klasyczną i bezwęzłową metodę Trefftza. Elementy, takie jak szyba ochronna i płyta grzejna, tworzące ściany minikanalów, były uwzględnione w modelowaniu numerycznym. W module występował jeden minikanal o głębokości: 1,5 mm, szerokość: 40 mm, długość: 360 mm, w którym przepływał płyn chłodniczy FC-72. Przy użyciu funkcji Trefftza obliczono współczynniki przejmowania ciepła, które przyjmowały wartość od 210 W/(m²·K) do 400 W/(m²·K) [92].

W kolejnym artykule [135] zajmowano się analizą przepływów dwufazowych podczas przepływu płynu chłodniczego przez pionowy minikanal o gładkiej

powierzchni grzejnej. Skupiono się na zastosowaniu metody Trefftza do określenia współczynnika przejmowania ciepła na podstawie danych pomiarowych uzyskanych za pomocą kamery termowizyjnej na powierzchni płyty grzejnej (*IRT*).

W publikacjach [122,181–184], autorzy koncentrują się na badaniach związanych z procesem wymiany ciepła podczas wrzenia na przykładzie żebra z pokryciem siatkowym, metalowo-włóknistym oraz zastosowano powierzchnię modyfikowaną wiązką laserową.

W monografii [171], autor przedstawił badania nad wymianą ciepła zachodzącą podczas procesu wrzenia w objętości na powierzchniach rozwiniętych. W pracy skupiono się na rozważaniach dotyczących interakcji między cząstkami płynu a powierzchnią, co ma znaczący wpływ na efektywność procesu wymiany ciepła podczas wrzenia w układach objętościowych. Opracowano następujące własne modele wrzenia półanalityczny model wrzenia – powierzchnie TS i NTS, uproszczony – powierzchnie NTS, uproszczony NTS, zmodyfikowany model *Chena* i *Webba*.

W innych publikacjach, takich jak [183,179], głównym celem było zrozumienie mechanizmów inicjacji procesu wrzenia w minikanale o przekroju prostokątnym. Badania te skupiały się na analizie warunków, w których wrzenie jest inicjowane i rozwija się w mikroskalach, co ma kluczowe znaczenie dla projektowania zaawansowanych układów chłodzenia i wymiany ciepła w mikrosystemach.

Do obliczenia współczynnika przejmowania ciepła pomiędzy minikanalami i płytami grzejnymi kompaktowego wymiennika ciepła wykorzystuje się wiele różnych metod matematycznych. Jedną z najczęściej stosowanych metod jest metoda zastępczego współczynnika przenikania ciepła k , która dla powierzchni płaskiej, określa ilość ciepła przenikającego przez przegrodę o jednostkowym polu powierzchni. Ta metoda opiera się na założeniu, że podczas przepływu płynu w minikanalach zachodzi wymiana ciepła. Oznacza to, że płyn, przepływając przez minikanale, jednocześnie przekazuje energię cieplną pomiędzy minikanalami a płytą grzejną lub płytami. Zastosowano metodę LMTD - średniej logarytmicznej różnicy temperatur. W przypadku minikanalów i płyt grzejnych istotne parametry, które wpływają na skuteczność wymiany ciepła, to: strumień ciepła, masowe natężenie przepływu cieczy oraz rodzaj zastosowanego czynnika [228].

Współczynnik przejmowania ciepła, będący jednym z najważniejszych parametrów charakteryzujących procesy cieplne, związany jest z przekazywaniem ciepła pomiędzy ścianką minikanalów a przepływającym płynem lub odwrotnie. W przypadku minikanalów z płytą grzejną, stosuje się różne metody wyznaczania współczynników przejmowania ciepła, takich jak:

Metoda eksperymentalna: metoda polega na przeprowadzeniu eksperymentów laboratoryjnych lub pomiarów w rzeczywistych układach oraz zastosowaniu metod obliczeniowych, w celu wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła.

Metoda numeryczna: w tej metodzie wykorzystuje się superkomputery, klastry, serwery oraz komputery z wielordzeniowymi procesorami, wyposażone w karty graficzne z technologią *CUDA* (ang. *Compute Unified Device Architecture*) lub *OpenCL* (ang. *Open Computing Language*) i wieloma rdzeniami tensorowymi do

rozwiązywania równań różniczkowych numerycznie, aby uzyskać przybliżone wartości współczynników przejmowania ciepła. W przypadku analizy przepływu ciepła w płynach można użyć zaawansowanych narzędzi *CFD* (ang. *Computational Fluid Dynamics*) do symulacji i wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła. Jest to przydatne w przypadku bardziej skomplikowanych przepływów.

W niektórych przypadkach można skorzystać z dostępnych danych eksperymentalnych lub równań kryterialnych opisujących konkretne przypadki wymiany ciepła. Korzystanie z takich danych może posłużyć do wyznaczenia współczynników przejmowania ciepła. Każda z tych metod posiada swoje zalety i wady, a ich wybór zależy od specyfiki badanego procesu cieplnego oraz dostępności odpowiedniego sprzętu pomiarowego [240]. Współczynnik przejmowania ciepła zależy od wielu czynników. Do najważniejszych z nich należą:

- Różnica temperatury między powierzchnią, na której dochodzi do przekazywania ciepła, a płynem któremu ciepło jest przekazywane [15].
- Prędkość przepływu cieczy lub gazu zwykle im większa prędkość, tym wyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła [121].
- Właściwości fizyczne i chemiczne przepływającej cieczy lub gazu, takie jak: gęstość, lepkość, przewodność cieplna oraz przewodność elektryczna.
- Orientacja przestrzenna oraz geometria kanału, rozwinięcie powierzchni grzejnej, na której dochodzi do przekazywania ciepła.
- Właściwości materiału, z którego wykonana jest powierzchnia grzejna, takie jak: przewodność cieplna, opory cieplne, zdolność do magazynowania ciepła itp.
- Warunki otoczenia, takie jak: temperatura i wilgotność powietrza, prędkość przepływu powietrza.

Tematem wielu prac jest identyfikacja jakie czynniki wpływają na wartość współczynnika przejmowania ciepła w danym procesie. W praktyce często wykorzystuje się metody empiryczne lub numeryczne [8,127], aby określić wartość współczynnika przejmowania ciepła dla konkretnych warunków procesu.

Wymiana ciepła może zachodzić na drodze kilku różnych procesów (pod względem fizycznym), do których należą:

Promieniowanie. Współczynnik przejmowania ciepła α dla promieniowania (radiacyjnej wymiany ciepła) jest złożoną wielkością zależną od wielu czynników, takich jak rodzaj powierzchni, temperatura, właściwości emisyjne i absorpcyjne powierzchni. Ogólny wzór dla współczynnika α w kontekście promieniowania to [136,186]:

$$\alpha = \varepsilon \sigma (T_w - T_s) \quad (2.1)$$

gdzie: α – współczynnik przejmowania ciepła dla promieniowania [$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$], ε – emisyjność powierzchni [-] (czynnik określający zdolność powierzchni do emisji promieniowania), σ – stała *Stefana-Boltzmanna*, która wynosi: $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} [\text{W}/(\text{m}^2 \text{K}^4)]$, T_w – temperatura powierzchni, od której promieniowanie jest emitowane [K], T_s – temperatura otoczenia [K], od której promieniowanie jest absorbowane lub oddawane.

Wartość ε zależy od rodzaju powierzchni i jej właściwości emisyjnych. Powierzchnie doskonale czarne, które absorbują i emitują całe promieniowanie, mają $\varepsilon = 1$. Inne powierzchnie, które nie są doskonale czarne, mają wartości $\varepsilon < 1$.

Współczynnik α w procesach termicznego przekazywania energii jest istotnym czynnikiem dla promieniowania i można go przestawić zależnością [136,186] :

$$\alpha = \sigma \frac{(T_w^4 - T_s^4)}{T_w - T_s} \cdot W_{za} \quad (2.2)$$

gdzie: W_{za} – zastępczy współczynnik konfiguracji [-], T_s – temperatura otoczenia [K], T_w – temperatura powierzchni [K].

Przewodzenie ciepła to proces przenoszenia energii cieplnej między ciałami lub ich częściami, które są w bezpośrednim kontakcie ze sobą. Ten mechanizm jest obecny zarówno w ciałach stałych, jak i w cieczech oraz gazach. Mechanizm przewodzenia ciepła jest matematycznie opisany przez prawo *Fouriera*. Prawo *Fouriera* wyraża gęstość strumienia cieplnego q jako iloczyn przewodnictwa cieplnego λ , gradientu temperatury ∇T i przypisuje mu negatywny znak, co oznacza, że ciepło przepływa z obszaru o wyższej temperaturze do obszaru o niższej temperaturze. Oto ogólny zapis tego prawa [102,186,136]:

$$q = -\lambda \text{grad } T = -\lambda \nabla T \quad (2.3)$$

gdzie: λ – przewodność cieplna [W/(m·K)], zwana również współczynnikiem przewodzenia ciepła, ∇T – gradient temperatury [K/m], który opisuje zmiany temperatury w przestrzeni.

Ponadto, można zapisać to równanie w postaci skalarnego równania, które prezentuje gęstość strumienia cieplnego jako wartość wprost proporcjonalną do przewodności cieplnej i pochodnej temperatury w kierunku prostopadłym do powierzchni izotermicznej [102,186,136]:

$$q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n} \quad (2.4)$$

gdzie: $\frac{\partial T}{\partial n}$ – pochodna temperatury w kierunku prostopadłym do powierzchni izotermicznej. Znak minus przed współczynnikiem przewodzenia ciepła wskazuje, że ciepło przemieszcza się z obszaru o wyższej temperaturze do obszaru o niższej temperaturze.

Konwekcja znana również jako przejmowanie lub unoszenie ciepła, to mechanizm przenoszenia ciepła między obszarami o różnych temperaturach, który wynika z ruchu cząstek. Ten proces jest obecny zarówno w cieczech, jak i gazach. Wyróżnia się dwa podstawowe rodzaje konwekcji: wymuszoną oraz swobodną. Mechanizm przejmowania ciepła podlega zasadom opisanym prawem *Newtona*. W przypadku, gdy temperatura ścianki jest wyższa niż temperatura płynu, zależność przedstawia się następująco [102,186,136]:

$$q = \alpha (T_{w,s} - T_f) \quad (2.5)$$

gdzie: α – współczynnik przejmowania ciepła, zależny od wielu zmiennych, $T_{w,s}$ – temperatura powierzchni ścianki, T_f – temperatura płynu.

2.4.1. Metoda analityczna

W niektórych prostych przypadkach można znaleźć analityczne rozwiązania równań przepływu ciepła dla konkretnych kształtów kanałów. Na podstawie tych rozwiązań można obliczyć współczynnik przejmowania ciepła w zależności od geometrii kanału. Lokalny współczynnik przejmowania ciepła $\alpha(x)$ przedstawiony w publikacji [240] zależy od geometrii kanału, w którym zachodzi proces wymiany ciepła. W przypadku powierzchni kanału o przekroju kwadratowym, współczynnik ten może zostać zdefiniowany za pomocą następującej zależności:

$$\frac{\alpha(x)d_{za}}{\lambda} = 3,63 \quad (2.6)$$

gdzie: d_{za} – średnica zastępcza przewodu λ – przewodność cieplna materiału.

Natomiast jeśli uwzględnimy stosunek 1:2 długości do szerokości ścianek w minikanale o przekroju prostokątnym to zależność wyniesie [240]:

$$\frac{\alpha(x)d_{za}}{\lambda} = 4,11 \quad (2.7)$$

2.4.2. Metoda Wilsona

Metoda Wilsona jest popularną techniką wykorzystywaną do wyznaczania średnich współczynników przejmowania ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła. Przedstawiona przez wielu autorów modyfikowana w pracach m.in.: *Mikielewicz D.* i *Wajsa* [147,228,227], *Dutkowskiego* [61,58], *Talera* [212], *Cieślińskiego* i innych [42], *Wanga* i innych [231]. Metoda ta opiera się na analizie bilansu cieplnego układu oraz wykorzystuje wzory opisujące przenikanie ciepła przez przegrody termiczne [147]. W ramach tej metody oblicza się także równanie *Pecleta*, które opisuje przenikanie ciepła [186,62]. Współczynnik k , określający przenikanie ciepła przez przegrodę termiczną, jest również uwzględniany w analizie. Wymiana ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła zależy przede wszystkim od prędkości przepływu obu płynów. Metoda Wilsona uwzględnia przedstawioną zależność i pozwala na określenie współczynników przejmowania ciepła w funkcji masowego natężenia przepływu płynu. Metoda ta jest użyteczna przy analizie przenikania ciepła w różnych konfiguracjach wymienników ciepła. Dzięki niej możliwe jest wyznaczenie średnich współczynników przejmowania ciepła. Podczas stosowania metody Wilsona do obliczania współczynnika przejmowania ciepła, istnieją pewne warunki, które muszą być spełnione, aby wyniki były wiarygodne. Oto kilka z tych warunków:

- Stabilny stan przepływu: wymagane jest, aby stan przepływu w wymienniku ciepła był stabilny i niezmienny w czasie.
- Jednorodność właściwości: przyjęte założenie metody Wilsona zakłada jednorodność właściwości cieczy, takich jak gęstość, lepkość i przewodność cieplna. W praktyce, aby uzyskać dokładniejsze wyniki, należy uwzględnić zmienność tych właściwości w analizie.
- Stałe parametry wymiennika ciepła: wartości takie jak przewodność cieplna materiału wymiennika, grubość przegrody termicznej i współczynnik przenikania ciepła powierzchni wymiennika powinny być stałe i dobrze znane.

- Równowaga termiczna: metoda Wilsona zakłada osiągnięcie równowagi termicznej w wymienniku ciepła. Oznacza to, że różnica temperatur między płynami w kanale wymiennika powinny być jak najmniejsze.

2.4.3. Równania kryterialne opisujące wymianę ciepła

Na początku 1980 roku rozpoczęto eksperymentalne badania dotyczące charakterystyki konwekcyjnego przejmowania ciepła w mikrorurkach. Prace *Tuckermanna* [223], *Shaha* [193,196] czy innych badaczy [105,46] (1982, 1991) stały się inspiracją dla wielu innych naukowców, którzy podejmowali próby określenia wpływu przepływu płynu na współczynnik konwekcyjnego przejmowania ciepła w mikrokanalach. W literaturze można odnaleźć empiryczne równania kryterialne zaproponowane przez wielu autorów, dotyczące różnych warunków zachodzących procesów wymiany ciepła.

Równania kryterialne w przepływie jednofazowym

Ruch laminarny

Lokalna liczba *Nusselta* w strefie rozbiegu termicznego jest opisana zależnościami zaproponowanymi przez następujących autorów:

- *Hausen* [76] oraz *Kays* [113,42]:

$$Nu = 3,66 + \left(\frac{0,0668 \left(RePr \left(\frac{d}{L} \right) \right)}{1 + 0,04 \left(RePr \left(\frac{d}{L} \right) \right)^{0,33}} \right) \quad (2.8)$$

- *Shah i Bhatti* [195]:

$$Nu = 1,302 \cdot Gz^{0,33}, \text{ dla } \frac{1}{Gz} \leq 0,00005 \quad (2.9)$$

$$Nu = 1,302 \cdot Gz^{0,33} - 0,5, \text{ dla } 0,00005 \leq \frac{1}{Gz} \leq 0,0015 \quad (2.10)$$

$$Nu = 4,364 + 8,68 \cdot (10^{-3} \cdot Gz)^{0,506}, \text{ dla } \frac{1}{Gz} \leq 0,0015 \quad (2.11)$$

gdzie: *Gz* - lokalna liczba *Graetza*:

$$Gz = Re \cdot Pr \cdot \left(\frac{d}{L_i} \right) \quad (2.12)$$

gdzie: *L_i* - odległość położenia analizowanego przekroju od wlotu do strefy ogrzewanej.

- *Shah i London* [198]:

$$Nu = \begin{cases} 1,95 \left(RePr \left(\frac{d}{L} \right) \right)^{0,33}, & \text{dla } RePr \left(\frac{d}{L} \right) \geq 33,3 \\ 4,364 + 0,0722 \left(RePr \left(\frac{d}{L} \right) \right), & \text{dla } RePr \left(\frac{d}{L} \right) < 33,3 \end{cases} \quad (2.13)$$

- *Sieder i Tate* [202]: zakresy: $0,48 < Pr < 1670$ oraz $0,004 < \frac{\mu_f}{\mu_s} < 9,75$

$$Nu = 1,86 \cdot \left(RePr \left(\frac{d_h}{L} \right) \right)^{0,33} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (2.14)$$

gdzie: indeks *s* – odnosi się do czynnika przy ścianie, *f* – do rdzenia przepływu. Wartość liczby *Nusselta* w strefie ustabilizowanej termicznie jest stała [95]:

$$Nu = \text{const} = 3,651 \quad (2.15)$$

Ruch turbulentny

- Równanie kryterialne *Dittusa – Boeltera* [53,54] dotyczy przypadków, w których liczba *Reynoldsa* $Re \geq 10000$ oraz liczba *Prandtl'a* $0,7 < Pr < 16700$, odpowiada przepływowi turbulentnym dla kanałów gładkich i cieczom o szerokim zakresie właściwości cieplnych:

$$Nu_{ave} = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} \quad (2.16)$$

gdzie: Pr – liczba *Prandtl'a*, wartość indeksu górnego: 0,4 – dla ogrzewania płynu, 0,3 – dla chłodzenia płynu, Re – liczba *Reynoldsa* dla fazy ciekłej:

$$Re_l = \frac{(u\rho)(1-X)d}{\mu_l} \quad (2.17)$$

gdzie: u – średnia prędkość przepływu [m/s], ρ – gęstość cieczy [kg/m³], X – stopień suchości [-], d – średnica przewodu [m], w którym odbywa się przepływ płynu, μ – lepkość dynamiczna płynu [kg/(m·s)].

- Równanie kryterialne *Kakac'a* [100] dla $2300 < Re < 10000$:

$$Nu_{ave} = 0,116 \cdot (Re^{0,66} - 125) Pr^{0,33} \left(1 + \left(\frac{d_h}{L} \right)^{0,66} \right) \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0,14} \quad (2.18)$$

gdzie: d_h – średnica hydrauliczna [m], L – długość kanału [m], μ_f – współczynnik lepkości dynamicznej cieczy, μ_w – współczynnik lepkości dynamicznej przy ścianie.

- Zmodyfikowana zależność *Gnielinskiego* [3] uwzględniająca efekt rozbiegu termicznego i dla $2300 < Re < 10^6$ oraz $0,6 < Pr < 10^5$ ma postać:

$$Nu_{ave} = \frac{\left(\frac{f}{2} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2} \right)^{0,5} (Pr^{0,66} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d}{L_i} \right)^{0,66} \right] \quad (2.19)$$

gdzie: d – średnica kanału, L_i – ogrzewana długość kanału, f – współczynnik tarcia:

$$4f = [0,790 \cdot \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (2.20)$$

- Równanie kryterialne *Gnielinskiego* [70] to zależność wskazująca dla przedziałów: $3000 < Re < 5 \cdot 10^6$ i $0,7 < Pr < 160$ – dotyczy kanałów chropowatych, przedstawione jest w postaci:

$$Nu_{ave} = \frac{\left(\frac{f}{8} \right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{8} \right)^{0,5} (Pr^{0,66} - 1)} \quad (2.21)$$

gdzie współczynnik tarcia [70]:

$$f = [1,82 \cdot \log(Re) - 1,64]^{-2} \quad (2.22)$$

W literaturze występuje podobna zależność [70]:

$$f = [0,79 \cdot \ln(Re) - 1,64]^{-2} \quad (2.23)$$

Równania kryterialne opisujące wymianę ciepła przy wrzeniu podczas przepływu

W niniejszym rozdziale opisano równania kryterialne wymiany ciepła dla kanałów o niewielkich wymiarach oraz konwencjonalnych, uwzględniając warunki wrzenia podczas przepływu czynników roboczych.

Według publikacji [153] wrzenie przechłodzone to zjawisko, które występuje w kanałach odparowujących czynnik gdzie występuje strefa, w której czynnik wrze przy ścianie kanału, podczas gdy w środku kanału jest jeszcze niedograny do temperatury nasycenia.

Autorzy w publikacjach [22,25,26] zdefiniowali wrzenie przechłodzone jako zjawisko, w którym czynnik wrze przy ścianie kanału, jednocześnie rdzeń kanału pozostaje niedograny do temperatury nasycenia. Ten rodzaj wrzenia często występuje w kanałach typowych wymienników ciepła, kiedy temperatura dopływającej cieczy jest niższa od temperatury nasycenia T_{sat} podczas gdy temperatura ścianki T_s kanału jest wyższa od T_{sat} . Proces wrzenia przechłodzonego inicjuje się, gdy zarodki wrzenia przy ścianie kanału osiągną odpowiednio duże przegrzanie. Proces tworzenia się wrzenia przechłodzonego jest następujący:

- Tworzą się pęcherzyki pary, których prędkość wzrostu zależy od lokalnego przegrzania cieczy.
- Pierwsze pęcherzyki pary ulegają kondensacji już na ścianie kanału.
- Gdy wierzchołek wzrastającego pęcherzyka dotrze do cieczy o temperaturze niższej niż temperatura nasycenia, zacznie się jego kondensacja, która jest bardziej intensywna niż odparowanie u podstawy pęcherzyka.
- W chwili zaniku pęcherzyka następuje uderzenie chłodnej cieczy o ściankę grzejną, co powoduje dezaktywizację zarodka pęcherzyka. Następnie, po uzyskaniu dostatecznego przegrzania zarodka, następuje ponowna jego aktywizacja.
- W tym przypadku rdzeń przepływu jest wolny od pęcherzyków (jego stopień wypełnienia wynosi, które znajdują się przy ścianie grzejnej kanału, tworząc tak zwaną "porowatość przyścienną".
- W dalszej części kanału, gdzie przechłodzenie cieczy w rdzeniu przepływu jest odpowiednio mniejsze, pęcherzyki mogą odrywać się od ścianki i przemieszczać w głąb cieczy, tam stopniowo podczas lotu ulegają kondensacji.
- W obszarze wrzenia przechłodzonego występuje superpozycja wymiany ciepła jednofazowej konwekcji wymuszonej i wymiany ciepła z wrzeniem pęcherzykowym.
- Proponowane jest korzystanie z dwóch zależności do opisu wymiany ciepła: dla konwekcji wymuszonej ($q_k = f(\Delta T) = \alpha \cdot \Delta T$) oraz dla wrzenia w objętości $q_b = f(\Delta T^n)$, gdzie $\Delta T = T_s - T_{sat}$. Wzory wyrażają przepływ ciepła q_k jako funkcję różnicy temperatur ΔT między powierzchnią ogrzewaną a otaczającym czynnikiem roboczym. Współczynnik przejmowania ciepła α określa efektywność przekazywania ciepła i zależy od warunków przepływu i właściwości cieplnych czynnika roboczego. Natomiast wzór dla wrzenia w objętości opisuje przepływ ciepła (q_b)

jako funkcję różnicy temperatur (ΔT) podniesionej do potęgi (n) - współczynnik stały.

- W tych metodach dla danego ΔT istnieją dwie wartości obliczonych strumieni ciepła q_{sub} i q_k oraz rzeczywista wartość q , która jest nie mniejsza od q_{sub} i q_k .

Równania kryterialne dla kanałów o niewielkich wymiarach

W podrozdziale przedstawiono równania kryterialne dotyczące wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła w minikanalach. Uwzględniono kanały o małej średnicy hydraulicznej $d_h < 3$ mm. Dzięki niewielkiej średnicy kanałów intensywność wymiany ciepła wzrasta z powodu większego stosunku powierzchni wymiany ciepła do objętości. Wrzenie w tych kanałach, zarówno przechłodzone, jak i nasycone, ma specyficzne cechy, które różnią się od tych w kanałach konwencjonalnych. Opierają się one na wynikach badań eksperymentalnych oraz analizie teoretycznej. Wśród omawianych metod znajdują się równania kryterialne opracowane przez różnych badaczy, które uwzględniają czynniki wpływające na proces wrzenia. Należy jednak zaznaczyć, że obliczenia współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia w minikanalach są nadal obszarem intensywnych badań. Istnieje wiele czynników, takich jak geometria minikanalu, właściwości czynnika roboczego czy warunki przepływu, które mogą wpływać na wyniki obliczeń. W związku z tym, przedstawione metody są wciąż poddawane weryfikacji i ulepszaniu, aby umożliwić dokładniejsze prognozowanie współczynnika przejmowania ciepła w minikanalach. Poniżej przedstawiono wybrane równania kryterialne i metody obliczeniowe uwzględniające wrzenie przechłodzone i nasycone w kanałach o niewielkich wymiarach:

- *Kandlikar* [106]:

$$\alpha_{TP} = \max(W_{ko}, S)\alpha_{sp} \quad (2.24)$$

$$W_{ko} = 0,6683 Co^{-0,2}(1 - X)^{0,8} + 1058 Bo^{0,7}(1 - X)^{0,8} \quad (2.25)$$

gdzie liczba podobieństwa konwekcyjnego:

$$Co = \left(\frac{1-X}{X}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (2.26)$$

Liczba wrzenia (Bo) wynosi:

$$Bo = \frac{q}{(u\rho)(h_v - h_l)} \quad (2.27)$$

$$S = 1,136 Co^{0,9}(1 - X)^{0,8} + 667,2 Bo^{0,7}(1 - X)^{0,8} \quad (2.28)$$

gdzie: α_{sp} – wyznaczana jest z zależności *Dittusa-Boeltera* (2.16), Bo – liczba wrzenia (2.27), X – stopień suchości, q – gęstość strumień ciepła, u – prędkość przepływu, ρ_v – gęstość płynu w stanie gazowym, ρ_l – gęstość cieczy, h_v – entalpia właściwa dla pary, h_l – entalpia właściwa dla cieczy, S – współczynnik ograniczenia „tłumący”, W_{ko} – współczynnik korekcyjny.

- *Kandlikar i Steinke* [107] zaproponowali równanie kryterialne dla wymiany ciepła przy wrzeniu w przepływie w wąskich kanałach dla wrzenia nasyconego. Dla przepływu laminarnego, gdy liczba *Reynoldsa* $Re < 1600$ wyznaczamy z zależności:

$$\alpha = \max(\alpha_1, \alpha_2) \quad (2.29)$$

$$\alpha_1 = 0,6683 \cdot Co^{-0,2} \cdot (1 - X)^{0,8} + 1058,0 \cdot Bo^{0,7} \cdot (1 - X)^{0,8} \cdot Fr_l \cdot \alpha_k \quad (2.30)$$

$$\alpha_2 = 1,1360 \cdot Co^{-0,9} \cdot (1 - X)^{0,8} + 667,2 \cdot Bo^{0,7} \cdot Fr_l \cdot (1 - X)^{0,8} \cdot \alpha_k \quad (2.31)$$

gdzie: Co – liczba ograniczająca zdefiniowana w równaniu 2.56, Fr – liczba Frouda

- *Warrier i inni* [232]:

$$\alpha_{TP} = W_{ko} \cdot \alpha_{sp} \quad (2.32)$$

$$W_{ko} = 1 + 6Bo^{0,0625} + f(Bo)X^{0,65} \quad (2.33)$$

$$f(Bo) = -5,3(1 - 855Bo) \quad (2.34)$$

gdzie: α_{sp} – wyznaczana z zależności *Dittusa-Boeltera* (2.16), f – współczynnik tarcia.

- *Choi i inni* [40,39]:

$$\alpha_{TP} = W_{ko} \cdot \alpha_{sp} + S\alpha_{nb} \quad (2.35)$$

- dla czynników R134a, R22:

$$W_{ko} = 0,0424(\Phi_l^2) + 0,958 \quad (2.36)$$

$$S = 469,1689(\Phi_l^2)^{-0,2093}Bo^{0,7402} \quad (2.37)$$

- dla dwutlenku węgla CO_2 :

$$W_{ko} = 0,05(\Phi_l^2) + 0,95 \quad (2.38)$$

$$S = 7,2694(\Phi_l^2)^{0,0094}Bo^{0,2814} \quad (2.39)$$

gdzie: α_{sp} – wyznaczana z zależności *Dittusa-Boeltera* (2.16), Bo – liczba wrzenia (2.27), Φ_l^2 – współczynnik poprawkowy oporu przepływu dwufazowego cieczy, natomiast α_{nb} dotyczy wrzenia zgodnie z zależnością *Coopera* [47], o postaci:

$$\alpha_{nb} = 55p_r^{0,12}q^{0,66}(-\log p_r)^{-0,55}M^{-0,5} \quad (2.40)$$

gdzie: M – masa molowa wrzącej substancji, p_r – ciśnienie zredukowane, q – gęstość strumienia ciepła.

- *Lazarek i Black* [124] zaproponowali równanie kryterialne dotyczące wymiany ciepła przy wrzeniu w przepływie czynnika R113 dla kanału o średnicy 3,17 mm, w następującej postaci:

$$\alpha_{TP} = 30Re_{lo}^{0,857}Bo^{0,714}\left(\frac{\lambda_l}{d}\right) \quad (2.41)$$

$$Re_{lo} = \frac{\rho_l u_l d}{\mu_l} \quad (2.42)$$

gdzie: λ_l – współczynnik przewodzenia ciepła cieczy, u_l – prędkość przepływu cieczy, ρ_l – gęstość cieczy, α_{TP} – współczynnik przejmowania ciepła dla dwufazowego przepływu.

- *Kew i Cornwell* zaproponowali następujące równanie kryterialne z modyfikacją zależności *Lazarek i Blacka* [233,225]:

$$\alpha_{TP} = 30Re_{lo}^{0,857}Bo^{0,714}(1 - X)^{-0,143}\left(\frac{\lambda_l}{d}\right) \quad (2.43)$$

gdzie: Re_{lo} – liczba Reynoldsa (2.42), Bo – liczba wrzenia (2.27), X – stopień suchości.

- *Tran* i inni [221] zaproponowali zależność:

$$\alpha_{TP} = 8,4 \cdot 10^5 (Bo^2 We_{lo})^{0,3} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,4} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{d} \right) \quad (2.44)$$

gdzie:

$$We_{lo} = \frac{(u\rho)^2 d}{\rho_l \sigma_h} \quad (2.45)$$

gdzie: u – prędkość przepływu, ρ_l – gęstość cieczy, ρ_v – gęstość pary, d – średnica kanału, Bo – liczba wrzenia (2.27), We_{lo} – liczba *Webera* (2.45).

- *Yu* i inni [239] wskazali następującą postać równania:

$$\alpha_{TP} = 6,4 \cdot 10^6 (Bo^2 We_{lo})^{0,27} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,2} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{d} \right) \quad (2.46)$$

gdzie: Bo – liczba wrzenia (2.27), We_{lo} – liczba *Webera* (2.45).

- *Mikielewicz D.* i inni [146,145,152,149] w celu ujęcia wpływu napięcia powierzchniowego, dominującego w kanałach o małej średnicy zmodyfikowano mnożnik dwufazowy R_{M-S} , poprzez wprowadzenie liczby Co , zgodnie z zależnościami:

$$R_{M-S} = \left[1 + 2 \cdot \left(\frac{1}{f_1} - 1 \right) \cdot X \cdot Co^{-1} \right] \cdot (1 - X)^{0,33} + X^3 \cdot \left(\frac{1}{f_{1z}} \right) \quad (2.47)$$

$$\text{gdzie: } Co = \left(\frac{1}{d_h} \right) \sqrt{\frac{\sigma_h}{g(\rho_l - \rho_v)}} = \left(\frac{1}{d_h} \right) \cdot L = \frac{1}{Bo} \quad (2.48)$$

$$f_1 = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right) \quad (2.49)$$

gdzie: Co – liczba ograniczająca, f_1 – współczynnik proporcjonalności, μ_l i μ_v – lepkości dynamiczne cieczy i gazu, ρ_v – gęstość pary, ρ_l – gęstość cieczy, σ_h – napięcie powierzchniowe, L – długość kanału.

$$f_{1z} = \left(\frac{\mu_v}{\mu_l} \right) \cdot \left(\frac{c_{pl}}{c_{pv}} \right) \cdot \left(\frac{\lambda_l}{\lambda_v} \right)^{1,5} \quad (2.50)$$

gdzie: f_{1z} – współczynnik proporcjonalności między różnymi właściwościami faz ciekłej l i gazowej v w kanale dwufazowym, μ_v i μ_l – lepkości dynamiczne (kolejno) gazu i cieczy, c_{pv} i c_{pl} – ciepło właściwe gazu i cieczy, λ_v i λ_l – przewodność cieplna gazu i cieczy.

$$\frac{\alpha_{PB}}{\alpha_{sp}} = \sqrt{R_{M-S}^{0,76} + \left(\frac{1}{1 + F_{ko}} \right) \cdot \left(\frac{\alpha_{PB}}{\alpha_{sp}} \right)^2} \quad (2.51)$$

gdzie: α_{PB} – współczynnik przejmowania ciepła obliczony zgodnie z zależnością *Dittusa-Boeltera* (2.16), α_{sp} – współczynnik przejmowania ciepła obliczony zgodnie z zależnością *Coopera* (2.40).

Korekcyjny parametr F_{ko} :

$$F_{ko} = 2,53 \cdot 10^{-3} \cdot Re_l^{1,17} \cdot Bo^{0,6} \cdot (R_{M-S} - 1)^{-0,65} \quad (2.52)$$

R_{M-S} to stosunek promienia rury do grubości warstwy granicznej. Wzór na R_{M-S} dla rur to $R_{M-S} = \frac{d_h}{2\delta}$, gdzie: δ grubość warstwy granicznej:

$$\frac{\alpha_{PB}}{\alpha_{sp}} = \sqrt{R_{M-S}^{0,76} + \left(\frac{1}{1 + 2,53 \cdot 10^{-3} \cdot Re^{1,17} \cdot Bo^{0,6} \cdot (R_{M-S} - 1)^{-0,65}} \right) \cdot \left(\frac{\alpha_{PB}}{\alpha_{sp}} \right)^2} \quad (2.53)$$

- *Piasecka* [176,177]: zaproponowano równanie kryterialne w obszarze wrzenia przechłodzonego w postaci zależności:

$$Nu = 5,2 \cdot \Gamma^{-4} \cdot (Pe_l \cdot Bo)^{0,53} \cdot We^{0,12} \quad (2.54)$$

gdzie: Pe_l – liczba *Pécleta*, Bo – liczba wrzenia (2.27), We – liczba *Webera*, Γ – parametr rozwinięcia powierzchni przedstawiony w pracy [176,177].

Równania kryterialne dla kanałów konwencjonalnych - wrzenie przechłodzone

Według jednego z powszechnie przyjętych kryteriów kanały konwencjonalne posiadają średnicę hydrauliczną $d_h > 3$ mm według publikacji [108,110]. Autorzy publikacji [141,196] przedstawili inne kryterium podziału zgodnie z którym kanały konwencjonalne posiadały średnicę hydrauliczną $d_h > 6$ mm. W celu obliczenia wymiany ciepła w obszarze wrzenia przechłodzonego, korzysta się z równań kryterialnych, które opisują zależność między q_{sub} – strumieniem ciepła, przy którym następuje zainicjowanie procesu wrzenia a ΔT_s – różnicą temperatury (przegrzanie ścianki) w postaci $q_{sub} = f(\Delta T_s)$. Wybór odpowiedniej zależności zależy od wielu czynników, takich jak rodzaj cieczy, geometria układu, ciśnienie, temperatury i inne warunki. Poniżej podano przykładowe równania kryterialne dotyczące wrzenia przechłodzonego w przepływie:

- *Shah* [197]:

$$q_{sub} = 230(Bo)^{0,5} \alpha_{sp} \Delta T_{sat}, \text{ dla } Bo > 3,0 \cdot 10^{-5} \quad (2.55)$$

$$q_{sub} = [1 + 46(Bo)^{0,5}] \alpha_{sp} \Delta T_{sat}, \text{ dla } Bo \leq 3,0 \cdot 10^{-5} \quad (2.56)$$

gdzie: q_{sub} – gęstość strumienia ciepła dla wrzenia przechłodzonego, Bo - liczba wrzenia (2.27), $\Delta T_{sat} = T_s - T_{sat}$ – różnica temperatur nasycenia pomiędzy temperaturą ścianki a temperaturą nasycenia przepływającego płynu, współczynnik przejmowania ciepła α_{sp} obliczany jest z równania *Dittusa-Boeltera* podczas jednofazowego przepływu cieczy, z wykorzystaniem zależności (2.16), przekształcono poprzez iloczyn z czynnikiem równań kryterialnych $\left(Nu_{ave} \cdot \frac{\lambda_l}{d} \right)$.

Autorzy często modyfikują równania kryterialne lub dostosowują je do swoich konkretnych potrzeb, jeśli posiadają odpowiednie dane lub warunki, które odbiegają od założeń znanych równań kryterialnych [22]:

- *Kandlikar* [103]

$$q_{sub}^{0,3} = 1058[(up)r]^{-0,7} F \alpha_{sp} \Delta T_{sat} \quad (2.57)$$

gdzie: $F = 1,0$ dla H_2O , $F = 1,5$ dla $R12$, r – promień rury, u – prędkość przepływu, α_{sp} – wyznaczono z zależności *Petukhova* i *Popova* (2.58):

$$\alpha_{sp} = \frac{\left(\frac{L}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 3,4 \cdot f + \left(11,7 + \left(\frac{1,8}{Pr^{0,33}}\right)\right) \cdot \left(\frac{L}{8}\right)^{0,5} (Pr^{0,66} - 1)} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{d}\right) \quad (2.58)$$

- Aladiev [7]:

$$\Delta T_{sat} = (39,2 - 0,1 T_{sat}) q_{sub}^{0,3} \quad (2.59)$$

gdzie: T_{sat} – temperatura nasycenia, q_{sub} – strumień ciepła dla wrzenia przechłodzonego.

- McAdams [140]:

$$q_{sub} = 4,77 (\Delta T_{sat})^{3,86} \quad (2.60)$$

- Bergles-Rohsenow [17] zaproponowali równanie z uwzględnieniem wpływu początku wrzenia pęcherzykowego:

$$\Delta T_{sat} = 0,555 \left(\frac{q_{sub}}{1082 p^{1,156}} \right)^{p^{0,0234} 2,16} \quad (2.61)$$

gdzie: T_{sat} – temperatura nasycenia, p – ciśnienie [bar] w układzie zamkniętym. q_{sub} – strumień ciepła dla wrzenia przechłodzonego.

- Thom [216,217] prezentuje zależność:

$$\Delta T_{sat} = 0,0225 q_{sub}^{0,5} e^{\frac{-p}{8,7}} \quad (2.62)$$

W literaturze można spotkać klasyczne równania kryterialne dla wrzenia przechłodzonego w kanałach konwencjonalnych:

- Mikielewicz J. [153] zaproponował równanie kryterialne bazujące na liczbach Kutateladzego i Jakoba. Zakres stosowania: $0,1 < Ja < 6$ oraz $0,01 < Ku < 0,03$. Równanie kryterialne przedstawiono w postaci:

$$\frac{\alpha_{PB}}{\alpha_k} = 120 \cdot Ku^{0,7} \cdot Ja^{-0,6} \quad (2.63)$$

gdzie: α_{PB} – współczynnik przejmowania ciepła obliczony zgodnie z zależnością Coopera (2.40), α_k – współczynnik przejmowania ciepła obliczony zgodnie z zależnością Dittusa-Boeltera (2.16), Ja – liczba Jakoba.

- Bohdal [28,23,31] przedstawił równanie kryterialne z wykorzystaniem bezwymiarowych liczb kryterialnych, które umożliwia oszacowanie współczynnika przejmowania ciepła dla wrzenia pęcherzykowego w przepływie proekologicznych czynników chłodniczych:

$$Nu = A(Re)^{n_1} \cdot (Fr)^{n_2} \cdot (Ku)^{n_3} \cdot (Bo)^{n_4} \quad (2.64)$$

gdzie: A – współczynnik dla kanału pionowego - $A = 4,5 \cdot 10^{-6}$, dla kanału poziomego - $A = 5,1 \cdot 10^{-6}$, $n_1 = 2,42$, $n_2 = -0,35$, $n_3 = 1,38$, $n_4 = -1,08$, Nu - liczba Nusselta, Re – liczba Reynoldsa, Fr – liczba Frouda, Ku – liczba Kutateladzego, Bo – liczba wrzenia.

Wrzenie rozwinięte

Wrzenie rozwinięte (nasycone) rozpoczyna się po wrzeniu przechłodzonym, gdy ciecz w całym przekroju kanału przekroczy temperaturę nasycenia,

przechodząc najpierw przez fazę wrzenia pęcherzykowego, w której pęcherzyki pary stopniowo łączą się, tworząc przepływ korkowy, a następnie przechodząc w przepływ pierścieniowy [150,44,104,191,237,31,28,23]. W fazie pierścieniowej, podziały na poszczególne pęcherze zanikają, pozostawiając na ścianie kanału cienką warstwę cieczy, a w jego środku parę unoszącą niewielkie kropelki tworząc tzw. postać filmu. Po osiągnięciu krytycznego strumienia ciepła (ang. *dryout*) powoduje gwałtowną zmianę warunków wymiany ciepła, co oznacza wystąpienie kryzysu wrzenia [150,44,104,191,237,31,28,23]. Wrzenie nasycone rozpoczyna się na długości kanału, gdy średnia temperatura cieczy osiągnie temperaturę saturacji. Stopień suchości rośnie liniowo od momentu pojawienia się pierwszych pęcherzy, a na długości kanału gwałtownie wzrasta, aż osiągnie wartość 1, oznaczając całkowite wypełnienie kanału parą, wskutek czego cały film cieczy odparowuje natychmiast ze ścianek kanału. Wrzenie rozwinięte w kanałach konwencjonalnych obejmuje zarówno konwekcyjną wymianę ciepła, jak i mechanizm odparowania płynu. Kanały konwencjonalne i kanały o małej średnicy hydraulicznej różni sposób formowania przyściennej warstwy termicznej co bezpośrednio wpływa na intensywność wymiany ciepła. Kryterium ułatwiające rozgraniczenie kanałów konwencjonalnych i kanałów o małych średnicach stanowi tzw. liczba ograniczająca Co wyrażona zależnością (2.48). Gdy wartość liczby ograniczającej przekracza $Co > 0,5$ charakter przepływu w kanałach o małych średnicach staje się porównywalny z przepływem w kanałach konwencjonalnych. Liczba ograniczająca Co jest związana z napięciem powierzchniowym i ma wpływ na strukturę przepływu dwufazowego [218,104].

Poniżej przedstawiono przykładowe zależności związane ze zjawiskiem wrzenia w kanałach konwencjonalnych, które były przedmiotem badań niektórych badaczy:

Równanie korelacyjne *Chena* umożliwia obliczenie współczynnika przejmowania ciepła podczas wrzenia w przepływie w kanałach konwencjonalnych dla modeli rozdzielonych.

- Zależność *Chena* [37]:

$$\alpha_{TP} = W_{ko}\alpha_{sp} + S\alpha_{nb} \quad (2.65)$$

gdzie:

$$S = (1 + 2,53 \cdot 10^{-6} Re_x^{1,17})^{-1} \quad (2.66)$$

$$\begin{cases} W_{ko} = 1 \text{ dla } \chi_{tt}^{-1} \leq 0,1 \\ W_{ko} = 2,35(\chi_{tt}^{-1} + 0,213)^{0,736} \text{ dla } \chi_{tt}^{-1} > 0,1 \end{cases} \quad (2.67)$$

$$\chi_{tt} = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,9} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right)^{0,1} \quad (2.68)$$

$$Re_x = Re_l(W_{ko})^{1,25} \quad (2.69)$$

gdzie: α_{sp} – współczynnik przejmowania ciepła podczas przepływu jednofazowego liczony z zależności *Dittusa-Boeltera* (2.16), $W_{ko}\alpha_{sp}$ – człon konwekcyjny opisujący jednofazową konwekcję wymuszoną (2.65), W_{ko} – współczynnik korekcyjny (2.65), $S\alpha_{nb}$ – człon odparowania (2.65) korygujący zależność *Forstera-Zubera* -

α_{nb} (2.70), S – współczynnik zmniejszający (tłumiący) (2.66) wartość tego współczynnika zawsze pozostaje poniżej jedności, co wskazuje na zwiększenie prędkości przepływu płynu jak również zmniejszenie grubości warstwy przyściennej, χ_H – parametr Lockharta i Martinelli'ego (2.68).

- Wyrażenie α_{nb} w równaniu (2.65) - wynika z zależności Forstera-Zubera [125,242] dotyczącego wrzenia w objętości:

$$\alpha_{nb} = 0,00122 \left(\frac{\lambda_l^{0,79} \cdot c_{pl}^{0,45} \cdot \rho_l^{0,49} \cdot \Delta T_{sat}^{0,24} \cdot \Delta p_{sat}^{0,75}}{\sigma_h^{0,5} \cdot \mu_l^{0,29} \cdot h_{lv}^{0,21} \cdot \rho_v^{0,24}} \right) \quad (2.70)$$

gdzie: $\Delta p_{sat} = p(T_s) - p(T_{sat})$ – różnica ciśnienia spowodowana przegrzaniem ścianki, $\Delta T_{sat} = T_s - T_{sat}$ – dotyczy przegrzania ścianki, c_{pl} – ciepło właściwe cieczy, σ_h – napięcie powierzchniowe, μ_l – współczynnik lepkości dynamicznej cieczy, h_{lv} – odnosi się do zmiany entalpii w procesie zmiany fazy między cieczą a parą, ρ_v – gęstość pary, ρ_l – gęstość cieczy, λ_l – współczynnik przewodzenia ciepła dla cieczy.

- Gungor i Winterton [74] – modyfikacja zależności Chena:

$$\alpha_{TP} = W_E \cdot \alpha_{sp} \quad (2.71)$$

$$W_E = 1 + 3000 Bo^{0,86} + 1,12 \left(\frac{X}{1-X} \right)^{0,75} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{0,41} \quad (2.72)$$

gdzie: W_E – współczynnik „zwiększający” został wyrażony jako funkcja liczby wrzenia - Bo - liczba wrzenia (2.27).

Współczynnik przejmowania ciepła podczas konwekcyjnej wymiany ciepła α_{sp} liczony jest według zależności Dittusa-Boeltera (2.16), X – stopień suchości, ρ_v – gęstość pary, ρ_l – gęstość cieczy.

- Liu i Winterton [131] – równanie kryterialne wynikające z zależności Kutateladzego:

$$\alpha_{TP}^2 = (W_{ko} \cdot \alpha_{sp})^2 + (S \alpha_{nb})^2 \quad (2.73)$$

gdzie:

$$W_{ko} = \left[1 + X Pr_l \left(\left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right) - 1 \right) \right]^{0,35} \quad (2.74)$$

$$S = (1 + 0,055 (W_{ko})^{0,1} Re_l^{0,16})^{-1} \quad (2.75)$$

gdzie: Re_l - liczba Reynoldsa w kontekście przepływu substancji w fazie ciekłej, W_{ko} - współczynnik korekcyjny, α_{sp} – współczynnik przejmowania ciepła oblicza się z zależności Dittusa-Boeltera (2.16), α_{nb} - zależność Coopera (2.40).

- Kandlikar [105]:

$$\alpha_{TP} = W_E \cdot \alpha_{sp} \quad (2.76)$$

$$W_E = c_1 Co^{c_2} (25 Fr_l)^{c_3} + c_3 Bo^{c_4} F_{fl} \quad (2.77)$$

dla $Co < 0,65$

$$c_1 = 1,136; c_2 = -0,9; c_3 = 667,2; c_4 = 0,7; c_5 = 0,3 \quad (2.78)$$

dla $Co > 0,65$

$$c_1 = 0,6683; c_2 = -0,2; c_3 = 1058; c_4 = 0,7; c_5 = 0,3 \quad (2.79)$$

dla $Fr_l > 0,04$ oraz dla rur pionowych $c_5 = 0$

$$Fr_l = \frac{(u\rho)^2}{\rho_l^2 g d_h} \quad (2.80)$$

gdzie: F_{fl} – parametr zależny od rodzaju płynu, Fr_l – liczba Froude'a dla przepływu cieczy w kanale (2.80), a_{sp} – wyznaczono z równania kryterialnego Dittusa-Boeltera (2.16), Bo – liczba wrzenia (2.27), c – stała, Co – liczba ograniczająca (2.26), W_E – współczynnik zwiększający.

$F_{fl} = 1,00$ dla wody, $F_{fl} = 1,30$ dla R11, $F_{fl} = 1,50$ dla R12, $F_{fl} = 2,20$ dla R22,

$F_{fl} = 1,30$ dla R113, $F_{fl} = 1,24$ dla R114, $F_{fl} = 1,10$ dla R152a, $F_{fl} = 4,70$ dla N₂.

Równania kryterialne opisujące wymianę ciepła w kompaktowych wymiennikach ciepła

W poniższym rozdziale zaproponowano równania kryterialne dla kompaktowych wymienników ciepła opisujące wymianę ciepła w kanałach. Na podstawie ogólnych zależności geometrycznych i informacji charakterystycznych dla kompaktowych wymienników ciepła, można przyjąć, że średnica hydrauliczna mieści się w zakresie: $1 \text{ mm} \leq d_h \leq 6 \text{ mm}$, co klasyfikuje wymienniki pomiędzy minikanałowymi a kanałami o wymiarach konwencjonalnych [65,77,97,161]. Badania nad wpływem kąta β , określającym odchylenie przetłoczeń płyt (kąt szewronu) (tabela 2.2) od głównego kierunku przepływu cieczy, przeprowadzili:

- Focke i inni [65], równanie kryterialne przyjmuje postać:

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{0,5} \quad (2.81)$$

gdzie: Nu – liczba Nusselta, Re – liczba Reynoldsa, Pr – liczba Prandtla, C_1 i C_2 – współczynniki zależne od kąta β oraz liczby Reynoldsa: $27 \leq Re \leq 56000$, kąt szewronu: $0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$. Wartości współczynników zależą od kąta β oraz liczby Reynoldsa, które przedstawiono w publikacji [65].

- Okada i inni [161] oto postać równania:

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{0,4} \quad (2.82)$$

gdzie: Nu – liczba Nusselta, Re – liczba Reynoldsa $400 \leq Re \leq 15000$, kąt nachylenia szewronu: $30^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$, wartości współczynników C_1 i C_2 dla różnych kątów nachylenia przetłoczeń przedstawiono w artykule [161].

- Hayes i inni [77] równanie kryterialne jest wyrażone następującą zależnością:

$$Nu = C_1 Re^{C_2} Pr^{0,333} \left(\frac{\mu}{\mu_{sc}} \right)^{0,14} \quad (2.83)$$

gdzie: Nu – liczba Nusselta, Re – liczba Reynoldsa: $400 \leq Re \leq 1000$ (przepływ przejściowy) $2000 \leq Re \leq 8000$ (przepływ turbulentny), μ – średnia dynamiczna lepkość płynu w rdzeniu przepływu, μ_{sc} – dynamiczna lepkość płynu przy ścianie, kąt nachylenia szewronu: $30^\circ \leq \beta \leq 63^\circ$, współczynniki C_1 i C_2 zależą od kąta nachylenia przetłoczeń β , liczby Reynoldsa i liczby Prandtla. Przy czym wybrane wartości dla kąta β przedstawiono w publikacji [77].

Zestawienie wybranych równań kryterialnych stosowanych w dalszej analizie

W tabeli 2.3 przedstawiono wybrane równania kryterialne wykorzystane podczas obliczeń współczynnika przejmowania ciepła.

Tabela 2.3 Wybrane równania kryterialne opisujące wymianę ciepła, wykorzystane we własnych obliczeniach

Wrzenie w objętości
Cooper [50,49] – równanie kryterialne opisane zależnością (2.40). Czynnikiem roboczym jest woda, organiczne ciecze, ciecze metaliczne. Wykorzystanie w równaniach kryterialnych dla wrzenia w objętości.
Równanie kryterialne dla wymiany ciepła podczas konwekcji wymuszonej
Dittus-Boelter [53,54] – równanie kryterialne dla wymiany ciepła podczas konwekcji wymuszonej, równanie kryterialne opisane zależnością (2.16). Występuje wymiana ciepła w konwekcji wymuszonej stosowana w kanałach gładkich, przepływ cieczy o stałych właściwościach fizycznych, takich jak woda czy oleje może być również stosowana do innych rodzajów kanałów, w których zachodzi przepływ burzliwy płynu.
Równania kryterialne przy wrzeniu w przepływie – kanały konwencjonalne
Bohdal [31,28,23] – równanie kryterialne opisane zależnościami (2.64). Występuje wrzenie w przepływie przechłodzone – kanały konwencjonalne $d_h > 3$ mm, wrzenie pęcherzykowe, proekologiczne czynniki – R134a, R404A i R507 w minikanalach chłodzonych powietrzem oraz wodą o średnicach wewnętrznych $d = 1,2 - 2,5$ mm.
Bertsch i inni [18] – równanie kryterialne oparte na zależności <i>Chena</i> . Czynnikiem chłodniczy R-134a, średnica hydrauliczna $d_h = 0,16 - 2,92$ mm, $d_h = 1,09$ mm, materiał miedź, 17 równoległych prostokątnych kanałów, ustawienie poziome. Występuje wrzenie konwekcyjne w przepływie:
$\alpha_{TP} = W_{ko}\alpha_{sp} + S\alpha_{nb} \quad (2.84)$
$\alpha_{sp} = \alpha_v + (1 - X)\alpha_{sp} \quad (2.85)$
$\alpha_{sp} = \alpha_v + (1 - X)\alpha_{sp} \quad (2.86)$
$S = 1 - X \quad (2.87)$
Przepływ laminarny, α_{sp} – zgodnie z zależnością <i>Dittusa-Boeltera</i> (2.16), α_{nb} – zgodnie z zależnością <i>Coopera</i> (2.40).
$\alpha_{v/l} = \left(\frac{\lambda_{v/l}}{d_h}\right) \cdot \left[3,66 \left(\frac{0,0668 Re_{v/l} Pr_{v/l} \left(\frac{d_h}{L_K}\right)}{1 + 0,04 \left(Re_{v/l} Pr_{v/l} \left(\frac{d_h}{L_K}\right) \right)^{0,66}} \right) \right] \quad (2.88)$
gdzie: $\alpha_{v/l}$ - współczynnik przejmowania ciepła w kanale (dwa warianty z parą/cieczą), L_K – długość minikanalu prostokątnego, $\lambda_{v/l}$ – współczynnik przewodzenia ciepła dla pary/cieczy, $Re_{v/l}$ – liczba <i>Reynoldsa</i> dla przepływu pary/cieczy, $Pr_{v/l}$ – liczba <i>Prandtla</i> dla przepływu pary/cieczy.

Tabela 2.3 Wybrane równania kryterialne opisujące wymianę ciepła (cd.)

Shah [196] – równanie kryterialne przy wrzeniu w przepływie – kanały konwencjonalne. Średnica hydrauliczna $d_h = 6,17 \div 25,4$ mm, czynniki: R-11, R-12, R22, R-113, cykloheksan, woda. Równanie kryterialne testowane dla danych z zakresu: $0,1 < p < 17,4$ MPa, $67,8 < G < 1383,4$ kg/(m²s), $44 < q < 789$ kW/m², $0 < X < 0,7$ większość danych dla kanałów kołowych. Klasyczne równanie kryterialne, wielu badaczy otrzymuje dobrą zgodność równania kryterialnego z danymi dla wrzenia w przepływie w mini- i mikrokanalach. Wrzenie w przepływie - kanały konwencjonalne. Dominujące wrzenie pęcherzykowe. Przepływ zarówno jednofazowy jak i dwufazowy.	
$\alpha_{TP} = \max(W, S) \cdot \alpha_{sp} \quad (2.89)$	
gdzie: α_{sp} – zależność Dittusa-Boeltera wzór (2.16)	
$W = 230 Bo^{0,5} \text{ dla } Bo > 3 \cdot 10^{-5} \quad (2.90)$	
$W = 1 + 46 \cdot Bo^{0,5} \text{ dla } Bo < 3 \cdot 10^{-5} \quad (2.91)$	
dla $N > 1$, $S = \frac{1,8}{N^{0,8}}$	
$W = F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,74 \cdot N^{-0,15}) \quad (2.92)$	
$F = 14,7$ dla $Bo \geq 0,0011$ lub $F = 15,43$ dla $Bo < 0,0011$	
$N = Co$ dla pionowej rury oraz dla poziomej rury, gdy $Fr_l \geq 0,04$	
$N = 0,38 \cdot Fr_l^{-0,3} \cdot Co$ dla poziomej rury, gdy $Fr_l < 0,04$	
$Co = \left(\frac{1-X}{X}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right)^{0,5} \quad (2.93)$	
W zależności Dittusa - Boeltera (2.16) liczba Re definiowana (2.17).	
Równania kryterialne przy wrzeniu w przepływie – kanały o małej średnicy	
Mikielewicz D. i inni [146,145,152,149,151] – równanie kryterialne opisane zależnością (2.53). Wrzenie w przepływie przez kanały o małej średnicy wewnętrznej 1 mm ÷ 3 mm płyny R404a, R600a, R290, R32, R134a, R1234yf.	
Lazarek i Black [124] – równanie kryterialne opisane zależnością (2.41). Czynniki R-113, kanał o średnicy hydraulicznej $d_h = 3,1$ mm, stal nierdzewna, okrągła, pionowa, dominuje wrzenie w przepływie – kanały konwencjonalne. Przepływ dwufazowy. Kanały o przekroju kołowym oraz o przekroju prostokątnym.	
Dutkowski [58,59] – wymiana ciepła przy wrzeniu w przepływie przez kanały o przekroju kołowym, w obszarze wrzenia nasyconego, przepływu turbulentnego w kanale pionowym, kanały o przekroju kołowym $d_h = 0,45 \div 2,30$ mm, czynniki R-134a, R404a.	
$\alpha_{TP} = 0,41 \cdot Re_l^{0,848} \cdot Bo^{0,66} \cdot Co^{-0,62} \cdot \left(\frac{\rho_l}{\rho_v}\right)^{1,28} \cdot \left(\frac{\lambda_l}{d}\right) \quad (2.94)$	
gdzie stosuje się w zakresie:	
Bo – liczba Bonda od 0,001 do 20,	
Co – liczba ograniczająca (ang. <i>confinement</i>) od 0,01 do 50	
$Co = \frac{d_h}{d_{zw}} \quad (2.95)$	
gdzie: d_h – średnica hydrauliczna kanału, d_{zw} – średnica zewnętrzna kanału, $\frac{\rho_l}{\rho_v}$ – gęstości cieczy do gęstości pary od 0,1 do 1000.	

Tabela 2.3 Wybrane równania kryterialne opisujące wymianę ciepła (cd.)

Piasecka [176,177] – równanie kryterialne opisane wzorem (2.54), dedykowanym w obszarze wrzenia przechłodzonego. Czynnik chłodniczy FC-72, HFE-7100 w minikanale o głębokości $0,7 \div 1,5$ mm o powierzchni grzejnej $40 \div 60$ mm i długości do 360 mm o niewielkich parametrach rozwinięcia – (powierzchnie piaskowane, powierzchnie teksturowane laserowo, wykonane w procesie elektroerozji). Materiał grzejnika: folia ze stopu Haynes-230. Wrzenie w przepływie przez minikanale z uwzględnieniem parametru rozwinięcia powierzchni, przekrój prostokątny minikanalu ogrzewanego asymetrycznie o różnej orientacji przestrzennej.
Warrier i inni [232] – równanie kryterialne opisane zależnościami (2.32), (2.33), (2.34). Płyn FC-84, $d_h = 0,75$ mm, włókno szklane G-10, 5 równoległych, prostokątnych, poziomych kanałów. Występuje konwekcja wymuszona w jednofazowym przepływie.

2.4.4. Metoda funkcji Trefftza

Metoda jest stosowana do wyznaczenia przybliżonych rozwiązań równań różniczkowych cząstkowych. Została ona opracowana przez E. Trefftza w 1926 roku [222]. Początkowo stosowano ją tylko do zagadnień prostych, ale później zaczęto ją stosować także do zagadnień odwrotnych. Metoda ta polega na przybliżeniu nieznanego rozwiązania równania różniczkowego cząstkowego kombinacją liniową funkcji tożsamościowo spełniających to równanie, tzw. funkcji Trefftza. Współczynniki kombinacji liniowej dobiera się tak, aby aproksymacja rozwiązania jak najlepiej spełniała warunki brzegowe a w zagadnieniach niestacjonarnych również warunki początkowe [222].

Metoda funkcji Trefftza jest stosowana w rozwiązywaniu różnorodnych problemów matematycznych i inżynierskich, zwłaszcza w dziedzinach związanych z mechaniką, takich jak: mechanika płynów (np. wymiana temperatury przepływającej cieczy), mechanika ciał stałych (np. wyznaczenia pola temperatury lub naprężenia w ciałach stałych). Kilka metod wyznaczania funkcji Trefftza zostało opisanych w literaturze, a wśród nich znajdują się metoda operacji odwrotnych oraz metoda funkcji tworzącej. Szczegółowy opis metody Trefftza można znaleźć w publikacjach: [88,73,184,179,92,156,181,91,189,81,87,180,182,21].

2.5. Metoda wyznaczania efektywności cieplnej wymiennika ciepła (NTU)

Efektywność wymienników ciepła jest jednym z kluczowych wskaźników ich działania i określa, jak efektywnie wymiennik przekazuje energię cieplną między dwoma strumieniami czynników roboczych. Jedną z popularnych metod analizy wydajności wymienników ciepła jest metoda NTU (ang. *Number of Transfer Units*). Metoda ta, w odróżnieniu od metody LMTD (średnia logarytmiczna różnica temperatur), pozwala obliczyć wydajność cieplną wymiennika niezależnie od znajomości rzeczywistych temperatur wlotowych i wylotowych, bazując na strumieniu pojemności cieplnych $\dot{C}_r$ i innych parametrach geometrycznych oraz procesowych wymiennika. Efektywność wymiennika ciepła $\bar{\epsilon}$ definiuje się jako stosunek rzeczywistego przepływu ciepła Q_{rz} do maksymalnego możliwego przepływu ciepła Q_{max} [212].

Wartość ta zależy od wielu czynników, w tym liczby jednostek wymiany ciepła NTU , strumienia pojemności cieplnych $\dot{C}_r$ oraz typu wymiennika (przeciwprądowy, współprądowy). Obliczenie efektywności wymiennika ciepła jest możliwe nawet w sytuacjach, gdy temperatura wylotowa jednego lub obu przepływających strumieni nie jest znana. Metoda ta wymaga znajomości temperatur wlotowych czynników roboczych. Metodę NTU stosuje się w projektowaniu i analizie płytowych wymienników ciepła [234].

Liczbę jednostek wymiany ciepła (NTU) określa wyrażenie [212,234]:

$$NTU = \frac{k \cdot A}{C_{min}} \quad (2.96)$$

gdzie: A – powierzchnia wymiany ciepła [m^2], C_{min} – wartość mniejsza spośród strumieni pojemności cieplnej dla czynnika gorącego C_2 i zimnego C_4 , k – współczynnik przenikania ciepła [$W/(m^2K)$] dotyczy jednowarstwowej płaskiej przegrody rozdzielającej oba czynniki robocze i można go wyznaczyć z zależności [212,234]:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{zw,1}} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{zw,2}}} \quad (2.97)$$

gdzie: $\alpha_{zw,1}$ – współczynnik przejmowania ciepła po stronie płynu gorącego [$W/(m^2K)$], $\alpha_{zw,2}$ – współczynnik przejmowania ciepła po stronie płynu zimnego [$W/(m^2K)$], δ_3 – grubość płyty [m], λ_3 – przewodność cieplna materiału płyty [$W/(mK)$].

Jednobiegowe płytowe wymienniki ciepła [67] charakteryzują się tym, że oba czynniki robocze przepływają przez moduł tylko jeden raz, od wlotu do wylotu, bez zmiany kierunku przepływu w jego wnętrzu. Każdy z płynów pokonuje swoją drogę w jednym ciągłym biegu w układzie współprądowym lub przeciwprądowym. Strumienie są oddzielone cienkimi płytami, które umożliwiają efektywną wymianę ciepła. W wymienniku płytowym długość kanałów i powierzchnia wymiany ciepła są ustalone dla jednego przepływu przez wymiennik. Całkowitą powierzchnię wymiany ciepła przedstawioną w zależności (2.96) można wyrazić następująco [95,215,112]:

$$A = \bar{N} \cdot L \cdot w \quad (2.98)$$

gdzie: $\bar{N}$ – liczba płyt w wymienniku, L – długość płyty [m], w – szerokość płyty [m].

Niezależnie od konstrukcji wymiennika ciepła z wieloma płytami, dwie płyty końcowe nie biorą udziału w wymianie ciepła, tym samym nie są wliczane do liczby płyt wymiennika $\bar{N}$ [95,215,112]. Całkowita liczba kanałów, przez które przepływają czynniki robocze tylko z jedną powierzchnią wymiany ciepła wynosi $\bar{N} + 1$. Jeśli wymiennik posiada nieparzystą liczbę płyt, wtedy w jego budowie znajduje się parzysta liczba kanałów. W takim przypadku masowe natężenie przepływu czynnika roboczego w pojedynczym kanale wynosi dla czynnika gorącego $Q_{m,2}$ i zimnego $Q_{m,4}$ [83,212]:

$$Q_{m,2} = \frac{2 \cdot Q_{m,2}}{\bar{N} + 1} \quad (2.99)$$

oraz

$$Q_{m,4} = \frac{2 \cdot Q_{m,4}}{\bar{N} + 1} \quad (2.100)$$

Jeśli wymiennik zbudowany jest z parzystej liczby płyt, wtedy występuje nieparzysta liczba kanałów. Liczba kanałów zajmowanych przez jeden z czynników wynosi wtedy $\frac{\bar{N}}{2}$, natomiast liczba kanałów zajmowanych przez drugi czynnik wynosi $\frac{\bar{N}}{2} + 1$. W wymienniku jednobiegowym powierzchnia wymiany ciepła A i całkowita powierzchnia przekroju poprzecznego s są od siebie zależne co przedstawia zależność [83,212,95,215,112]:

$$A = \bar{N} \cdot L \cdot w = \bar{N} \cdot d \cdot w \cdot \left(\frac{L}{d_h}\right) = 2s \cdot \left(\frac{L}{d_h}\right) \quad (2.101)$$

gdzie: A – powierzchnia wymiany ciepła [m^2], d_h – średnica hydrauliczna [m], s – powierzchnia przekroju poprzecznego [m^2], w – szerokość powierzchni [m].

Zależność (2.101) wskazuje, że zwiększenie stosunku pola powierzchni A wymiany ciepła do pola przekroju poprzecznego s poprzez zwiększenie stosunku $\frac{L}{d_h}$ jest kluczowe dla poprawy efektywności wymiany ciepła. Jednak rozwiązania takie mają swoje ograniczenia. Jednocześnie zwiększenie stosunku $\frac{L}{d_h}$ może prowadzić do wyższych oporów przepływu, skutkujące zwiększeniem spadków ciśnienia i może zmniejszać efektywność energetyczną układu [83,212]. Aby zrównoważyć te ograniczenia, stosuje się alternatywne konfiguracje wymienników, takie jak układy wielobiegowe. W celu zwiększenia współczynników przenikania ciepła bez powiększania strat związanych ze spadkiem ciśnienia w kanałach wymiennika stosuje się konfigurację wielobiegową. Czynniki robocze przepływają przez wymiennik wielokrotnie w układzie przeciwpłdowym, co pozwala na zwiększenie efektywności wymiany ciepła bez konieczności zwiększania długości wymiennika. W wymienniku dwubiegowym prędkość przepływu czynników roboczych oraz efektywna długość kanałów przepływowych ulegają podwojeniu $2L$. Dla wymiennika dwubiegowego można określić współczynnik przenikania ciepła k według zależności (2.97) oraz powierzchnię wymiany ciepła A (2.101), [212,234,147].

W celu obliczenia całkowitej powierzchni wymiennika ciepła A_{wym} można zastosować zależność na moc cieplną, jaką jest w stanie odprowadzić wymiennik przy tych parametrach w postaci:

$$Q = k \cdot A_{wym} \cdot \Delta T \quad (2.102)$$

Współczynnik przenikania ciepła k dla wymienników można obliczyć na podstawie strumienia ciepła Q_{rz} , za pomocą zależności [212,234]:

$$k = \frac{Q_{rz}}{A_{wym} \cdot \Delta T} \quad (2.103)$$

gdzie: A_{wym} – powierzchnia wymiany ciepła dla wymiennika [m^2], Q_{rz} – rzeczywisty strumień ciepła [W] jest to ilość ciepła przekazywana między dwoma strumieniami ciepła w wymienniku, ΔT – średnia logarytmiczna różnica temperatur ($LMTD$) jest wyznaczana na podstawie temperatur gorącego i zimnego czynnika roboczego określona zależnością [212,234]:

dla wymienników przeciwpłdowych [212,234]:

$$\Delta T = \frac{(T_{2,we} - T_{4,we}) - (T_{2,wy} - T_{4,wy})}{\ln \frac{(T_{2,we} - T_{4,we})}{(T_{2,wy} - T_{4,wy})}} \quad (2.104)$$

dla wymienników współprądowych [212,234]:

$$\Delta T = \frac{(T_{2,we} - T_{4,wy}) - (T_{2,wy} - T_{4,we})}{\ln \frac{(T_{2,we} - T_{4,wy})}{(T_{2,wy} - T_{4,we})}} \quad (2.105)$$

gdzie: $T_{2,we}$, $T_{2,wy}$ to temperatury gorącego czynnika roboczego na wejściu i wyjściu, a $T_{4,we}$, $T_{4,wy}$ to temperatury zimnego czynnika roboczego na wejściu i wyjściu.

Dla tego typu wymienników powierzchnię wymiany ciepła A określa się zależnością [212,234]:

$$A_{wym} = \frac{Q_{rz}}{k \cdot \Delta T}$$

W metodzie NTU , stosowane jest pojęcie strumienia pojemności cieplnej C . Strumień ten jest iloczynem strumienia masy oraz ciepła właściwego czynnika i przyjmuje postać dla czynnika gorącego [212,234]:

$$C_2 = Q_{m,2} \cdot c_{p,2} \quad (2.106)$$

dla czynnika zimnego:

$$C_4 = Q_{m,4} \cdot c_{p,4} \quad (2.107)$$

gdzie: C_2 - strumień pojemności cieplnej dla czynnika gorącego, C_4 - strumień pojemności cieplnej dla czynnika zimnego (rysunek 2.1a, b).

Aby wyznaczyć wartość NTU (2.96), strumień pojemności cieplnej C_{min} jest definiowany jako mniejsza z wartości strumieni pojemności cieplnej dla czynnika gorącego C_2 i czynnika zimnego C_4 . Metoda NTU pozwala na wyznaczenie efektywności wymiennika ciepła $\bar{\epsilon}$, która określa zdolność wymiennika do przenoszenia ciepła między dwoma strumieniami czynników roboczych.

Efektywność opisuje stosunek rzeczywistej wymiany ciepła Q_{rz} do maksymalnie możliwej wymiany ciepła Q_{max} , wynikającej z różnicy temperatur i warunków brzegowych, [147,212,234]:

$$\bar{\epsilon} = \frac{Q_{rz}}{Q_{max}} \quad (2.108)$$

Maksymalny strumień ciepła Q_{max} w wymienniku ciepła przedstawia się zależnością [212,234]:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{2,we} - T_{4,we}) \quad (2.109)$$

Po przekształceniu równania (2.108) i podstawieniu wyrażenia (2.109) otrzymano poniższą zależność [212,234,215]:

$$Q_{rz} = \bar{\epsilon} \cdot C_{min} \cdot (T_{2,we} - T_{4,we})$$

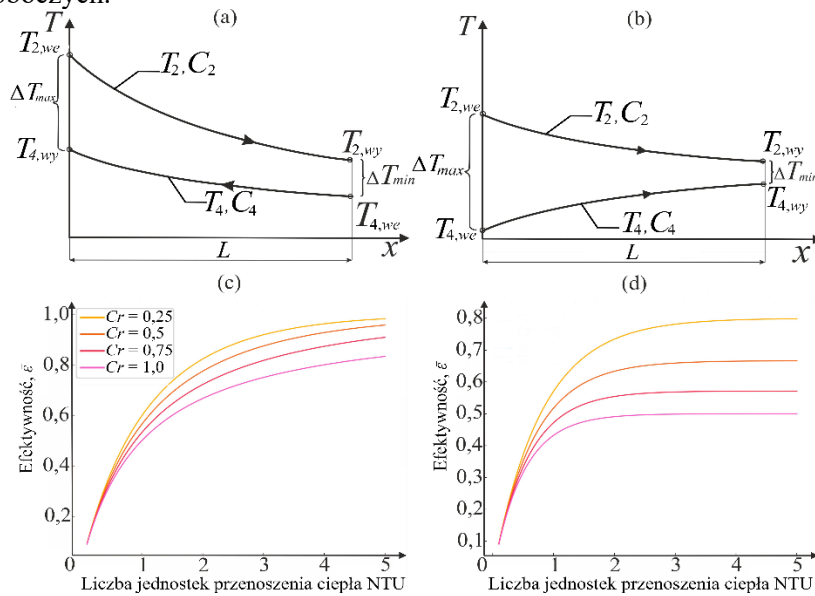
Rzeczywisty strumień ciepła Q_{rz} w wymienniku ciepła zależy od zmiany temperatury jednego z czynników roboczych. W przypadku, gdy znamy temperatury czynnika gorącego na wejściu i wyjściu oraz temperatury czynnika zimnego na wejściu i wyjściu, zależność (2.110) ma postać [215]:

$$Q_{rz} = C_4 \cdot (T_{4,wy} - T_{4,we}) \quad (2.110)$$

Jeżeli wartość efektywności wymiennika wyniesie:

- $\bar{\varepsilon} = 0$ – brak wymiany ciepła (wymiennik nie działa prawidłowo).
- $\bar{\varepsilon} = 1$ – wymiennik osiąga maksymalną teoretyczną wymianę ciepła, co oznacza, że temperatura czynnika zimnego na wylocie jest równa temperaturze czynnika gorącego na wlocie.
- $0 < \bar{\varepsilon} < 1$ – efektywność wymiennika zależy od jego konstrukcji, wielkości powierzchni wymiany ciepła, warunków przepływu, wartości NTU i strumienia pojemności cieplnych $\dot{C}r$.

Na rysunku 2.1 przedstawiono schemat temperatury i efektywności płytowego wymiennika ciepła dla przeciwnieprądowego oraz współprądowego przepływu czynników roboczych.



Rysunek 2.1 Schemat temperatury i efektywności płytowego wymiennika ciepła : a), c) przeciwnieprądowy przepływ czynników roboczych, b), d) współprądowy przepływ czynników roboczych; opracowanie własne na podstawie [95,212]

Stosunek pojemności cieplnych $\dot{C}r$ wyrażone jest równaniem [212,234]:

$$\dot{C}r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.111)$$

Uwzględniając założenia początkowe dotyczące strumieni pojemności cieplnej: $C_{min} = C_2$ (rysunek 2.1a), $C_{max} = C_4$ (rysunek 2.1b), wyrażenie przedstawiono w następujący sposób [212,234,95,215,112]:

$$\dot{C}r = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{Q_{m,2} \cdot c_{p,2}}{Q_{m,4} \cdot c_{p,4}} = \frac{T_{4,wy} - T_{4,we}}{T_{2,we} - T_{2,wy}} \quad (2.112)$$

Z równania (2.112) można wyznaczyć temperatury wyjściowe z obu kanałów wymiennika: $T_{2,wy}$ oraz $T_{4,wy}$ jeżeli dysponujemy temperaturami wejściowymi uzyskanymi z eksperymentu można przedstawić zależność w następującej postaci [212]:

$$T_{4,wy} = \dot{C}r \cdot (T_{2,we} - T_{2,wy}) + T_{4,we} \quad (2.113)$$

Poniżej przedstawiono typowe przykłady interpretacji strumieni pojemności cieplnej [212,234,83,95,215,112]:

- $\dot{C}r = 0$ – oznacza, że jeden z czynników roboczych nie uczestniczy w procesie wymiany ciepła, co może wynikać z zerowej pojemności cieplnej (np. brak przepływu masowego) lub ekstremalnie dużej wartości jego pojemności cieplnej, prowadzącej do zaniku gradientu temperatury. W takim przypadku transfer ciepła między czynnikami roboczymi jest niemożliwy (np. $C_2 = 0$, $C_4 = \infty$) – w praktyce nie występuje.
- $\dot{C}r = 1$ – dwa strumienie mają identyczne pojemności cieplne ($C_2 = C_4$). W takim przypadku wymiana ciepła przebiega symetrycznie i efektywność wymiennika zmienia się zgodnie z uproszczonymi wzorami.
- $\dot{C}r < 1$ – strumień chłodny ma mniejszą pojemność cieplną ($C_4 < C_2$). Większość wymienników działa w tym zakresie.
- $\dot{C}r > 1$ – strumień gorący ma mniejszą pojemność cieplną ($C_2 < C_4$). Może zdarzyć się w przypadku asymetrycznych wymienników.

Konfiguracja przepływu współprądowego:

Na rysunku 2.1c przedstawiono zmiany efektywności $\bar{\epsilon}$ wymiennika współprądowego w funkcji NTU wyznaczone za pomocą następującej zależności [212,234]:

$$\bar{\epsilon} = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 + \dot{C}r)]}{1 + \dot{C}r} \quad (2.114)$$

Zakres obowiązywania wzoru:

- $\dot{C}r = 0$ – występuje, gdy jeden strumień ma bardzo małą pojemność cieplną.
- $\dot{C}r = 1$ – oba strumienie mają zbliżone pojemności cieplne.
- Zakres: $\dot{C}r < 1$ – nierównomierny rozkład pojemności cieplnych obu płynów.

Współprądowe wymienniki są mniej wydajne niż przeciwprądowe, szczególnie dla wyższych wartości NTU [83,212].

Konfiguracja przepływu przeciwprądowego

Na rysunku 2.1d przedstawiono zmiany efektywności $\bar{\epsilon}$ wymiennika przeciwprądowego w funkcji NTU wyznaczone za pomocą zależności [212,234,83]:

$$\bar{\epsilon} = \frac{1 - \exp[-NTU \cdot (1 - \dot{C}r)]}{1 - \dot{C}r \cdot \exp[-NTU \cdot (1 - \dot{C}r)]} \text{ dla } \dot{C}r \neq 1 \quad (2.115)$$

Natomiast dla $\dot{C}r = 1$ – oba płyny mają identyczne pojemności cieplne, należy stosować uproszczone podejście [212,234,147]:

$$\bar{\epsilon} = \frac{NTU}{1 + NTU} \text{ dla } \dot{C}r = 1 \quad (2.116)$$

Podobnie jak w przypadku współprądu, dla $\dot{C}r = 0$ oznacza brak oporu cieplnego po jednej stronie. Wymiennik pracuje z jednym płynem o nieskończonej pojemności cieplnej wyrażony równaniem [212,234,83,95,215,112]:

$$\bar{\epsilon} = 1 - \exp(-NTU) \text{ dla } \dot{C}r = 0 \quad (2.117)$$

Liczba NTU , definiowana jako stosunek efektywnej powierzchni wymiany ciepła do minimalnej pojemności cieplnej czynnika roboczego, przyjmuje wartości większą od 0. Jej zakres odzwierciedla warunki pracy wymiennika oraz jego zdolność do wymiany ciepła między mediami. W zależności od wartości NTU , można wyróżnić następujące przypadki [147,212,234,83,95,215,112]:

- $NTU = 0$ – w tym przypadku wymiana ciepła nie zachodzi. Może to wynikać z braku kontaktu termicznego pomiędzy czynnikami roboczymi lub z całkowitego braku przepływu mediów.
- $NTU < 1$ – dla niskich wartości NTU wymiennik charakteryzuje się ograniczoną efektywnością. Przyczyną może być krótki kanał lub niewielka powierzchnia wymiany ciepła. W praktyce oznacza to, że wymiennik nie jest w stanie skutecznie przenieść energii cieplnej między mediami.
- $NTU = 1$ – wartość oznacza dobrą efektywność wymiennika ciepła. W takim przypadku strumień ciepła osiąga istotny poziom wymiany ciepła, a różnica temperatur między mediami zostaje znacząco zmniejszona.
- $NTU > 1$ – efektywność wymiennika ciepła rośnie wraz ze wzrostem NTU . Większa powierzchnia wymiany ciepła oraz wydłużona długość kanałów przepływowych umożliwiają intensywniejszy transfer ciepła między mediami.
- $NTU \rightarrow \infty$ – W warunkach teoretycznych, gdy NTU dąży do nieskończoności, wymiana ciepła osiąga idealny poziom. Oznacza to, że temperatura czynników roboczych zbliża się do wartości temperatury granicznej, a wymiennik ciepła działa z maksymalną możliwą efektywnością.

2.6. Metody intensyfikacji wymiany ciepła podczas przepływu

Intensyfikacja wymiany ciepła podczas przepływu jest istotnym zagadnieniem w wielu aplikacjach przemysłowych, w których niezbędne jest uzyskanie wysokiej efektywności wymiany ciepła przy zachowaniu niskiego zużycia energii. Przedstawiono kilka metod intensyfikacji wymiany ciepła podczas przepływu.

Metoda pasywna

W technice intensyfikacji wymiany ciepła występuje metoda pasywna, która nie wymaga wykorzystania dodatkowych źródeł energii [157,162]. W ramach tej metody, wykorzystuje się różne techniki, takie jak: zmiana geometrii przepływu, zmiana właściwości powierzchni i kierunku przepływu, w celu zwiększenia współczynnika przejmowania ciepła. Jednym z przykładów metody pasywnej jest zastosowanie lameli poprawiających turbulentność w kanale przepływu, co może prowadzić do poprawy wymiany ciepła poprzez generowanie wirów dzięki przeszkodom, jakie stwarzają te płytki. Przykładowo w artykułach [173,68] autorzy przeprowadzili eksperymenty, w których wykorzystali kanał o geometrii z lamelami zwiększającymi turbulencje przepływu. Przeanalizowano wydajność cieplną mikrowymiennika z prętami zakłócającymi przepływ w prostokątnych kanałach. Badania wykazały, że zastosowanie tych prętów zwiększa efektywność wymiany ciepła, osiągając średni współczynnik poprawy 1,24 w porównaniu do gładkich kanałów. Optymalna

średnica prętów wynosiła 0,2 mm, co wpłynęło na lepszy transfer ciepła, choć powodowało również wzrost spadku ciśnienia. Inny przykład to zastosowanie powierzchni o wyższej chropowatości oraz nieregularnej strukturze, opisane w artykule [159]. Badacze przeprowadzili zarówno eksperymenty jak i symulacje numeryczne, w których do badań wykorzystali kanał o prostokątnym przekroju z powierzchnią wewnętrzną pokrytą specjalną sinusoidalną powłoką o wyższej chropowatości. W wyniku przeprowadzonych badań stwierdzono, że zastosowanie powierzchni sinusoidalnej chropowatej zwiększa wartość liczby *Nusselta* o 10-20% w porównaniu do gładkiej powierzchni.

Ważnym aspektem metody pasywnej jest także fakt, że może być stosowana w połączeniu z innymi metodami intensyfikacji wymiany ciepła, co prowadzi do jeszcze lepszych wyników.

W pracy [115] autorzy zastosowali powierzchnie rozwinięte z nanorurkami w celu zwiększenia współczynnika przejmowania ciepła w mikroskali. Wyniki badań potwierdzają, że metoda pasywna jest skuteczną techniką intensyfikacji wymiany ciepła, szczególnie w przypadkach, gdy zastosowanie metod aktywnych jest ograniczone z powodu kosztów lub innych czynników. Jednakże, ze względu na ograniczenia związane z przepływem cieczy, poprawa wymiany ciepła za pomocą tej metody jest zwykle mniejsza niż w przypadku metod aktywnych, które wymagają dodatkowych źródeł energii. Jedną z ciekawszych metod intensyfikacji wymiany ciepła jest elektroerozja, która umożliwia uzyskanie powierzchni grzejnych z mikrowgłębieniami. W literaturze naukowej można znaleźć kilka prac dotyczących zastosowania elektroerozji do wytworzenia rozwiniętej powierzchni grzejnej w kanałach o małej średnicy [17-19]. Elektroerozja na płycie grzejnej to kolejna metoda intensyfikacji wymiany ciepła w minikanalach. Polega ona na wykonaniu na powierzchni płyty grzejnej mikrowgłębieni w procesie elektroerozji. Takie mikrowgłębienia zwiększają powierzchnię kontaktu pomiędzy płytą a przepływającym przez nią płynem, co z kolei zwiększa efektywność wymiany ciepła. Dzięki temu można uzyskać większą wydajność w wymianie ciepła, co jest szczególnie ważne w przypadku procesów, które wymagają szybkiego i efektywnego chłodzenia, takich jak w układach mikroelektronicznych [160]. Teksturowanie laserem na płycie grzejnej to kolejna metoda intensyfikacji wymiany ciepła w minikanalach. W artykułach [163,224] autorzy opisali metodę, która polega na wytworzeniu powierzchni płyty grzejnej mikrowgłębieni za pomocą lasera. Podobnie jak w przypadku elektroerozji, mikrowgłębienia zwiększają powierzchnię kontaktu pomiędzy płytą a przepływającym przez nią płynem. Teksturowanie laserem jest szczególnie przydatne w przypadku materiałów, które są trudne do obróbki za pomocą tradycyjnych metod mechanicznych. Teksturowanie laserem jest jedną z najskuteczniejszych i najbardziej precyzyjnych metod obróbki powierzchni, co sprawia, że jest ona coraz bardziej popularna w różnych dziedzinach przemysłu [175,163].

Metoda aktywna

W technikach aktywnej intensyfikacji wymiany ciepła, wykorzystuje się dodatkowe źródła energii, takie jak wirniki, mikromieszadła czy ultradźwięki, aby zwiększyć współczynnik przejmowania ciepła [162]. W ramach tych metod, ważnymi wielkościami charakteryzującymi wgłębienia są amplituda, częstotliwość można dla warunków cieplno-przepływowych wyznaczyć liczbę *Reynoldsa* i liczbę *Webera* [201]. Wysoka częstotliwość i amplituda wprowadzają w ruch płyn, co zwiększa współczynnik przejmowania ciepła, a także zmniejsza grubość warstwy granicznej i poprawia mieszanie.

Wśród innych metod aktywnych stosowanych do intensyfikacji wymiany ciepła można wymienić elektroosmozę. Metoda ta wykorzystuje pole elektryczne do generowania ruchu płynu jest szczególnie skuteczna w przypadku płynów o niskiej lepkości, a jej zastosowanie może zwiększyć współczynnik przejmowania ciepła nawet o 20-30% [126].

Metoda kombinowana

W literaturze można odnaleźć prace, w których występuje połączenie metod pasywnych lub aktywnych. Metody kombinowane mogą być stosowane w zależności od konkretnych warunków procesu i celu zwiększenia wydajności wymiany ciepła. Wymagają one odpowiedniego zaprojektowania i analizy, aby osiągnąć pożądane rezultaty. Najczęściej opracowane są metody na podstawie badań teoretycznych, numerycznych oraz doświadczalnych [147].

Szczegółowa analiza i dostosowanie do specyficznych wymagań danego procesu przemysłowego są wymagane przy stosowaniu wszystkich, wymienionych wcześniej metod intensyfikacji przepływu w minikanalach. Dodatkowo, warto wspomnieć o modyfikacji powierzchni grzejnej, która również jest jedną z metod intensyfikacji wymiany ciepła. Poprzez zastosowanie specjalnych powłok lub nanotechnologii, możliwe jest zwiększenie efektywności wymiany ciepła przy zachowaniu niewielkich rozmiarów wymiennika. W literaturze naukowej można znaleźć wiele publikacji dotyczących rozwinięć powierzchni grzejnych, które są stosowane w celu zwiększenia efektywności wymiany ciepła w minikanalach. Przykładami takich rozwinięć są proszki spiekane, spieniony grafit, metalowe włókna, mikrorurki, mikrostruktury aluminiowe oraz powierzchnie porowate. W dobie rozwoju techniki laserowej pojawiają się również nowe metody tworzenia powierzchni grzejnych, w tym z wykorzystaniem wiązki laserowej [123] oraz powierzchni wykonanych za pomocą stołu wibracyjnego (tzw. powierzchnie teksturowania laserowo-wibracyjnego) [175,163].

3. CHARAKTERYSTYKA HYBRYDOWYCH KOLEKTORÓW SŁONECZNYCH PVT

3.1. Wprowadzenie

Współczesna gospodarka światowa rozwija się w kierunku wykorzystania coraz szerszej gamy odnawialnych źródeł energii, takich jak energia słoneczna, wiatrowa i wodna. Jednym z najbardziej obiecujących źródeł energii odnawialnej jest energia pochodząca ze Słońca, a dokładniej energia elektryczna i ciepła. Ogniwa fotowoltaiczne konwertują promieniowanie słoneczne na energię elektryczną, która może być wykorzystana w różnych sektorach gospodarki, w tym w magazynach energii. Hybrydowe systemy magazynowania energii stanowią innowacyjne podejście do magazynowania energii elektrycznej pochodzącej z paneli fotowoltaicznych i dostosowanych wymienników ciepła. Systemy łączą różne technologie magazynowania energii, takie jak akumulatory i bufony kondensatorowe, zasobniki i bufony ciepłe co pozwala na bardziej efektywne wykorzystanie energii słonecznej. W Polsce warunki nasłonecznienia pozwalają na skuteczne wykorzystanie paneli fotowoltaicznych. Zastosowanie hybrydowych systemów magazynowania energii fotowoltaicznej może przyczynić się do zwiększenia efektywności wykorzystania energii słonecznej stabilizacji dostaw energii i jest niezbędne do spełnienia norm unijnych dotyczących odnawialnych źródeł energii.

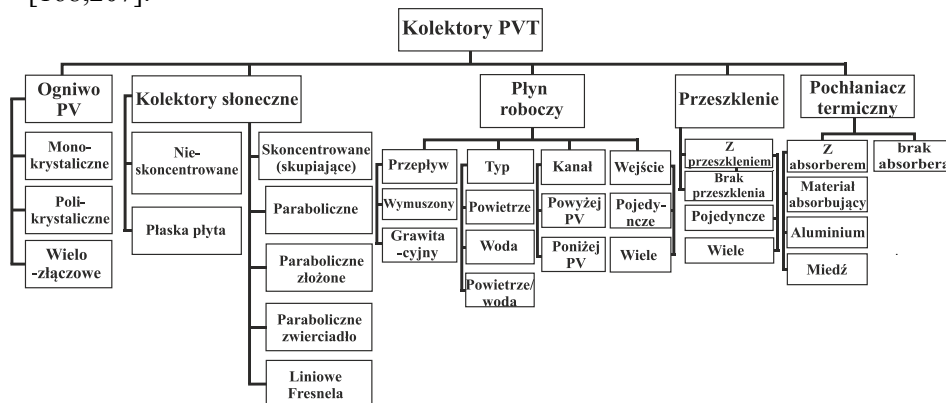
3.2. Klasyfikacja i przegląd hybrydowych kolektorów

Kolektory słoneczne *PVT* są urządzeniami, które jednocześnie generują energię elektryczną i ciepłą z promieniowania słonecznego. Hybrydowe systemy solarne *PVT* można podzielić na kilka kategorii na podstawie różnych cech charakterystycznych. Kilka ośrodków badawczych przeprowadziło badania, z których można było przeprowadzić klasyfikację kolektorów *PVT*. Na rysunku 3.1 przedstawiono rodzaje i klasyfikację hybrydowych kolektorów słonecznych *PVT*. W przedstawionej klasyfikacji *PVT* uwzględniono rodzaje ogniwa fotowoltaicznego, kolektora termicznego, płynu roboczego, oszklenia i absorbera.

Ze względu na budowę kolektory *PVT* można podzielić na rodzaje:

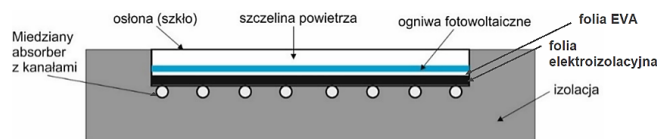
- Kolektory *PVT* płaskie – składają się z panelu, który łączy funkcję płaskiego absorbera termicznego i modułu fotowoltaicznego. Przez zastosowanie jednego wspólnego panelu, zyskuje się miejsce i zmniejsza koszty instalacji [244,57].
- Kolektory *PVT* próżniowe – składają się z rur próżniowych połączonych z modułami fotowoltaicznymi, które służą jako powierzchnia absorbująca ciepło. Takie kolektory charakteryzują się bardzo dobrymi właściwościami izolacyjnymi, co pozwala na zwiększenie wydajności i redukcję strat ciepła [143,52,5].
- Kolektor *PVT* z kanałami małej średnicy – to najnowszy system, w którym ciecz chłodząca lub powietrze przepływa przez małej średnicy kanały na powierzchni panelu *PV*. To pozwala na skuteczniejsze chłodzenie paneli i jednocześnie

zbieranie ciepła do wykorzystania w celach grzewczych lub przemysłowych [168,207].



Rysunek 3.1 Klasyfikacja *PVT* hybrydowych kolektorów słonecznych; opracowanie własne na podstawie publikacji [79]

Na rysunku 3.2 przedstawiono przekrój poprzeczny przykładowego cieczowego modułu *PVT*.



Rysunek 3.2 Przekrój poprzeczny przykładowego modułu *PVT* opracowanie własne na podstawie publikacji [20]

Hybrydowe kolektory słoneczne *PVT* działają na zasadzie wykorzystania promieniowania słonecznego do jednoczesnego generowania energii elektrycznej i cieplnej. Promieniowanie słoneczne pada na panel fotowoltaiczny, który przetwarza je na prąd stały. Jednocześnie absorber ciepła pochłania ciepło z otoczenia i przekazuje je do rurki absorpcyjnej, gdzie przepływająca przez nią ciecz chłodząca odprowadza je do zbiornika ciepłej wody lub do innych zastosowań. Mogą być stosowane do produkcji ciepłej wody użytkowej, ogrzewania pomieszczeń, chłodzenia budynków oraz do produkcji energii elektrycznej [4].

W publikacji [238] autorzy przedstawiają zastosowanie paneli fotowoltaicznych chłodzonych wodą lub nanocieczami, co pozwala na utrzymanie ich temperatury na niskim poziomie, co z kolei pozwala na zwiększenie ich wydajności. Ciepło uzyskane z chłodzenia wodą paneli słonecznych może być wykorzystane do produkcji energii cieplnej i przekazywane do zasobnika lub do innych celów.

Autorzy w pracy [119] przedstawili przegląd różnych metod chłodzenia paneli *PV* wodą oraz przeanalizowali wpływ chłodzenia na wydajność systemu. Omówiono również możliwości wykorzystania ciepła uzyskanego z wody chłodzącej do produkcji energii cieplnej.

W publikacji [172] autorzy przedstawili prototyp hybrydowego wymiennika ciepła PVT, wykorzystując płytowe struktury z miedzianymi kanałami przepływowymi. Wymiary wymiennika wynosiły 300×500 mm, a czynnik roboczy (woda) przepływał z masowym natężeniem przepływu 0,0083 kg/s. Efektywność cieplna wymiennika wynosiła 75%, a elektryczna ogniw słonecznych wzrosła o 12%.

W publikacji [63] przedstawiono analizę wydajności cieplnej wymiennika ciepła w warunkach wysokiego nasłonecznienia i niskiej wilgotności klimatu pustynnego. Do konstrukcji wymiennika zastosowano rurki miedziane zintegrowane z panelem PV. Woda wodociągowa przepływająca w rurkach miedzianych obniżyła temperaturę na powierzchni ogniw z 60°C do 45°C , co podniosło efektywność pracy ogniw o 8%.

W artykule [154] zastosowano wymiennik ciepła wykorzystujący wodę jako czynnik chłodzący, uzyskując poprawę efektywności cieplnej na poziomie 9,3%. Efektywność ogniw fotowoltaicznych wzrosła o 30%. Wymiennik składał się z rur miedzianych umieszczonych w kontakcie z ogniwami słonecznymi, przez które przepływała woda, co zapewniało skuteczne odprowadzanie ciepła.

W publikacji [94] omówiono wyniki badań przeprowadzonych w Malezji, które potwierdziły skuteczność zastosowania wymiennika ciepła z przepływającą wodą przez spiralny absorber umieszczony pod modułem PV. Uzyskano wzrost efektywności cieplnej o 11,4%. Efektywność pracy ogniw PV uzyskano od 55% do 62%.

W artykule [117] zastosowano wymiennik, przez który przepływała woda, efektywność cieplna wynosiła 8,2% a efektywność ogniw słonecznych osiągnęła 57,9%. Rury miedziane zamontowano bezpośrednio na tylnej powierzchni modułów fotowoltaicznych. Zastosowano połączenie między rurami a modułami poprzez przewodzącą pastę termiczną oraz za pomocą mechanicznych zacisków. Rury zostały ułożone w konfiguracji serpentynowej, przez które przepływał czynnik chłodzący woda.

Autorzy w publikacji [11] opisali wymiennik ciepła, w którym zastosowano miedziane prostokątne rury ustawione równolegle i zamontowane na tylnej stronie panelu PV o mocy 100 W, przez które przepływała woda. Efektywność cieplna wymiennika wyniosła od 15–20%, a efektywność ogniw PV wyniosła 60%–70%.

W publikacji [169], zbudowano system hybrydowy PVT, w którym zastosowano układ kwadratowych rur miedzianych w kształcie spirali przymocowanych od spodu do panelu słonecznego. Zastosowano wodę jako czynnik roboczy chłodzący. Podczas chłodzenia powierzchni panelu słonecznego przedstawiony wymiennik zwiększył efektywność cieplną o 12,4% a efektywność ogniw słonecznych o 71,4%.

W artykule [50] autorzy opisali wymiennik ciepła, który osiągnął efektywność cieplną na poziomie 8,9%, a efektywność ogniw słonecznych wyniosła 90%.

Autorzy w artykule [96] przedstawili system chłodzenia wodą. Efektywność cieplna kolektora wzrosła o 9,7%, a efektywność ogniw PV wyniosła 54,7%. Panele słoneczne zamontowano na powierzchni badanego kolektora, którego zaprojektowano do pochłaniania promieniowania cieplnego.

4. CEL, ZAKRES I HIPOTEZA PRACY

Głównym celem pracy jest analiza procesu wymiany ciepła podczas przepływu płynów w kompaktowych wymiennikach ciepła z dwoma minikanalami oraz z grupą minikanalów wraz z uwzględnieniem wybranych parametrów cieplno-przepływowych, właściwości fizycznych płynów i materiałów konstrukcyjnych oraz rozwinięcia powierzchni wymiennika, dla jego zmiennej orientacji przestrzennej. W ramach realizacji celu pracy zdefiniowano następujące cele szczegółowe:

- Skonstruowanie dwóch stanowisk badawczych z modułami testowymi, wyposażonych w aparaturę badawczą oraz opracowanie metodyki przeprowadzenia badań. Moduł testowy jednego ze stanowisk stanowił układ dwóch równoległych minikanalów rozdzielonych przegrodą (miedzianą lub srebrną), jedną z płyt zewnętrznych ogrzewano oporowo. Zastosowano gładką lub rozwiniętą jej powierzchnię stykającą się z płynem. Moduł testowy drugiego stanowiska stanowił grupę minikanalów, których jedną ze ścianek ogrzewanych stanowiła powierzchnia ogniwa PV.
- Sformułowanie jednowymiarowego podejścia matematycznego (1D) dotyczącego przepływu ciepła w modułach testowych. Wyniki otrzymane z podejścia 1D porównano z: wynikami z podejścia 2D, z wynikami otrzymanymi z równań kryterialnych (wybranych z literatury) oraz z wynikami obliczeń uzyskanych z komercyjnego programu numerycznego CFD (Simcenter STAR-CCM+).
- Wyznaczenie lokalnych wartości współczynników przejmowania ciepła z podejścia obliczeniowego 1D uwzględniającego zmodyfikowane równanie *Newtona* dla wymiany ciepła przez konwekcję (na styku płyn gorący – płyta środkowa). W metodzie obliczeniowej 1D wykorzystano zmodyfikowaną metodę Wilsona, bazującą na zastępczym współczynniku przenikania ciepła.
- Przeprowadzenie analizy lokalnych wartości współczynnika przejmowania ciepła na podstawie danych uzyskanych z badań eksperymentalnych oraz obliczeń numerycznych dla modułu z dwoma minikanalami oraz z grupą minikanalów. Uwzględniono przekazywanie ciepła na drodze jednofazowej wymuszonej dla przepływającego czynnika roboczego w kanale zimnym oraz przepływ konwekcyjny ze zmianą fazy (inicjacja wrzenia i wrzenie przechłodzone) w minikanale z gorącym czynnikiem roboczym.
- Analiza kluczowych procesów cieplno-przepływowych i geometrycznych ze względu na intensyfikację wymiany ciepła, w tym wpływ: orientacji przestrzennej modułu testowego, właściwości fizycznych zastosowanych czynników roboczych, rozwinięcia powierzchni grzejnej (teksturowanej laserowo) oraz masowego natężenia przepływu dla obu konstrukcji modułów.
- Analiza efektywności cieplnej metodą NTU badanych dwóch konstrukcji minikanalowych wymienników ciepła pod względem skutecznego chłodzenia ogniwa słonecznego oraz doboru optymalnej powierzchni wymiany ciepła.
- Rozpoznanie wpływu chłodzenia systemem minikanalów na efektywność pracy ogniwa fotowoltaicznego (pod obciążeniem i bez) na pracę układu superkondensatorów i akumulatorów wraz z analizą temperaturowego współczynnika mocy.

Biorąc pod uwagę przedstawione cele pracy, można sformułować następującą hipotezę dysertacji:

Istnieje możliwość doboru parametrów kompaktowego wymiennika ciepła w celu dostosowania go do chłodzenia elementów instalacji fotowoltaicznej.

5. BADANIA EKSPERYMENTALNE I PROCEDURA BADAWCZA

5.1. Streszczenie

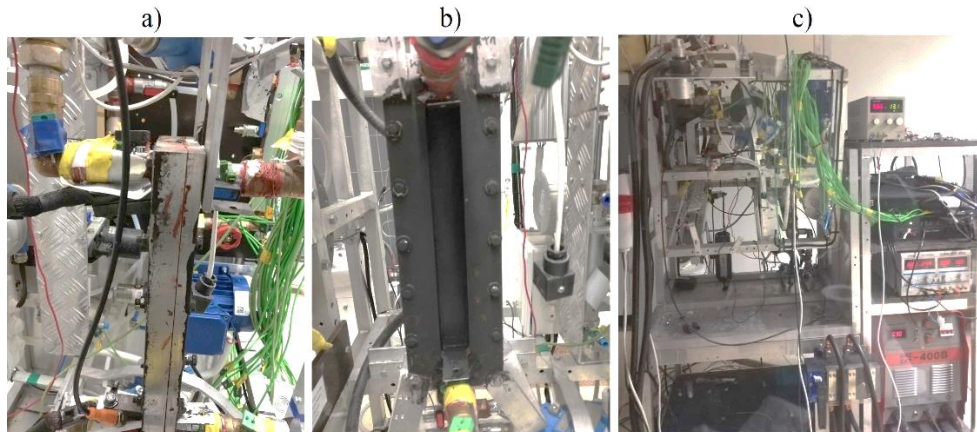
W rozdziale przedstawiono budowę dwóch stanowisk badawczych z głównymi elementami pomiarowymi wraz z modułami i metodyką przeprowadzenia badań. Pierwsze opisane stanowisko pomiarowe posiada moduł z dwoma minikanalami w którym elementem grzejnym jest płyta grzejna wykonana z *Haynes-230*. Następnie przedstawiono stanowisko pomiarowe z modułem solarnym z grupą minikanalów, którego powierzchnię ogniwa słonecznego nagrzewano lampą halogenową. Pokazano ustawienie modułu testowego pod kątami 135° , 165° i 180° do poziomu podłoża. Zaprezentowano schemat w dwóch wariantach współprądowy i przeciwprądowy podczas przepływu dwóch płynów w kanałach. Opisano również z jakich przegród i materiałów są zbudowane moduły pomiarowe. Pokazano charakterystyki aparatury badawczej i błędy pomiarowe elementów aparatury stanowisk.

5.2. Stanowisko pomiarowe z modułem z dwoma minikanalami

5.2.1. Budowa stanowiska

Stanowisko pomiarowe z modułem z dwoma minikanalami zostało zaprojektowane do analizy wymiany ciepła podczas przepływu płynów. W skład tego stanowiska wchodzi moduł, który zawiera dwa równoległe minikanaly oraz płytę grzejną, symulującą panel fotowoltaiczny. Minikanaly są oddzielone płytą środkową, co umożliwia badanie projektowania i optymalizacji pod kątem zastosowania w chłodzeniu ogniw słonecznych. Stanowisko to jest istotne dla badań naukowych, które wymagają kontrolowanego przepływu ciepła z płyty grzejnej do płynów w minikanalach.

Odczytane parametry wejściowe i wyjściowe ze stacji akwizycji danych wykorzystywano do procedury obliczeniowej wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła. W trakcie procesu badawczego rejestrowano nadciśnienie z przetworników ciśnienia na wlotach i wylotach z kanałów. Jednocześnie rejestrowano temperatury za pomocą termopar. Ponadto, przy użyciu kamer termowizyjnych mierzono temperatury powierzchni płyty grzejnej i płyty zamykającej. Stanowisko z modułem z dwoma minikanalami pokazano na rysunku 5.1.



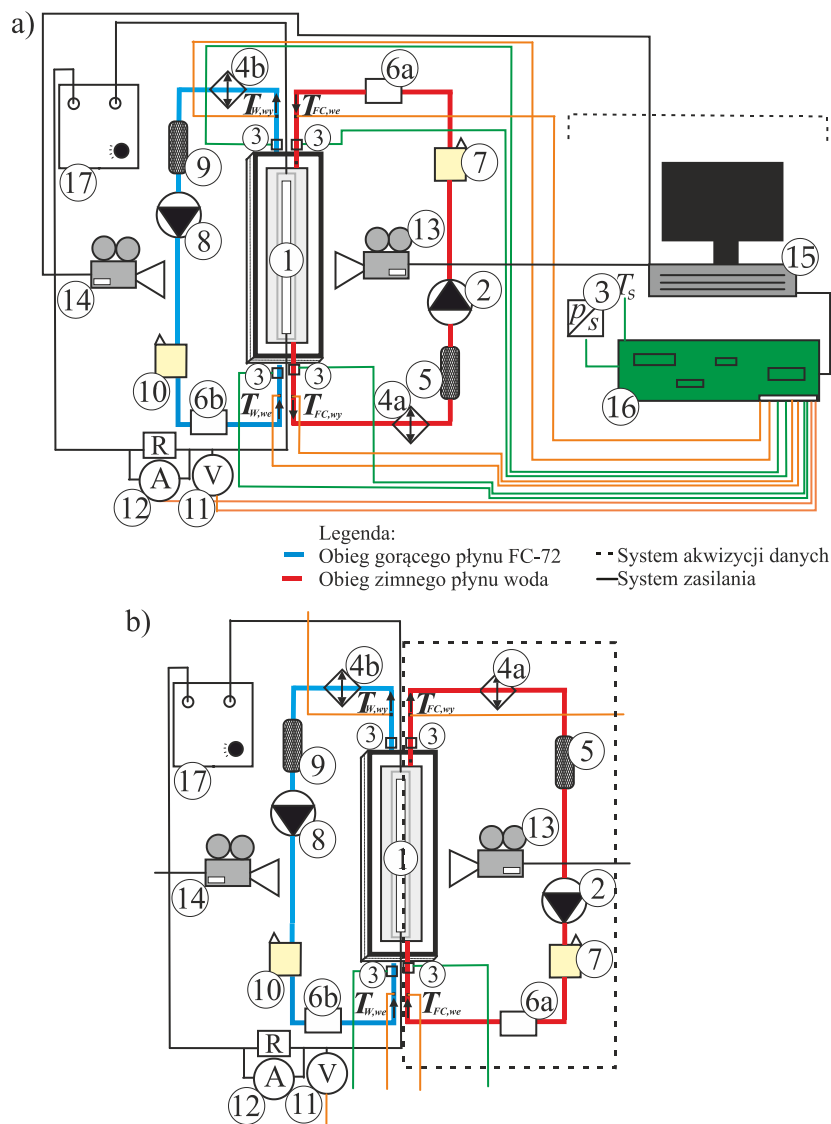
Rysunek 5.1 Widok stanowiska badawczego i jego głównych elementów: a) widok modułu testowego z profilu bocznego, widoczne wloty i wyloty z minikanalów, b) widok modułu od strony płyty grzejnej z elektrodami, c) widok stanowiska (ustawienie modułu testowego pod kątem 165° do poziomu)

Widok stanowiska badawczego pokazano na rysunku 5.1, przy czym na rysunku 5.1a przedstawiono widok modułu testowego z profilu bocznego, z pokazanym wlotem i wylotem z minikanalów, na rysunku 5.1b – widok modułu od strony płyty grzejnej z elektrodami. Na rysunku 5.1c pokazano widok stanowiska (ustawienie modułu testowego pod kątem 165° do poziomu). Schemat głównych elementów stanowiska pokazano na rysunku 5.2. Przepływ płynów roboczych następuje przeciwnieprądowo, jak pokazano na rysunku 5.2a lub współprądowo, co ilustruje rysunek 5.2b. Głównymi elementami stanowiska są: moduł testowy z minikanalami (1), pompy obiegowe (2,8), przetworniki ciśnienia (3), wymienniki ciepła (4a, 4b), filtry (5,9), przepływomierze masowe (6a, 6b), separatory powietrza (7,10), amperomierz (11), woltomierz (12). Najważniejszymi obiegami przepływowymi są dwa zamknięte obiegi cyrkulacyjne płynów roboczych, w tym: obieg płynu chłodniczego FC-72 (zwany „gorącym”) oraz obieg wody destylowanej (zwany „zimnym”).

Główne elementy systemu akwizycji danych stanowią dwie kamery termowizyjne (13,14), komputer PC (15) oraz stacje akwizycji danych (16). Źródło zasilania płyty grzejnej wymiennika stanowi zasilacz prądowy (17).

Warianty współprądowy i przeciwnieprądowy przepływu dwóch płynów w kanałach modułu testowego wymagają pewnych zmian w układzie stanowiska, w tym umiejscowienia wymiennika ciepła (4a rysunek 5.2a i b) separatora powietrza (7) oraz przepływomierza magnetycznego (6a).

Zaobserwowano, że układ z rozwiązaniem przeciwnieprądowego przepływu płynów w module testowym, pokazanym na rysunku 5.2a jest znacznie efektywniejszy w wymianie ciepła niż układ współprądowy, ponieważ pozwala na wykorzystanie większej różnicy temperatur między płynami, co z kolei prowadzi do intensywniej przebiegających procesów wymiany ciepła.



Rysunek 5.2 Schemat głównych elementów stanowiska badawczego dla przepływu płynów: a) przeciwnieprądowo, b) współprądowo; oznaczenia: 1 – moduł testowy, 2, 8 – pompa cyrkulacyjna, 3 – przetwornik ciśnienia, 4a, b – wymiennik ciepła, 5, 9 – filtry, 6a – przepływomierz masowy *Coriolisa*, 6b – przepływomierz magnetyczny, 7, 10 – separator powietrza, 11 – woltomierz, 12 – amperomierz, 13, 14 – kamery termowizyjne, 15 – komputer, 16 – stacja akwizycji danych pomiarowych, 17 – źródło zasilania

Charakterystykę podstawowych elementów aparatury badawczej stanowiska pomiarowego i maksymalne błędy pomiarowe poszczególnych urządzeń, stanowiska pomiarowego z modułem z dwoma minikanalami zamieszczono w tabeli 5.1.

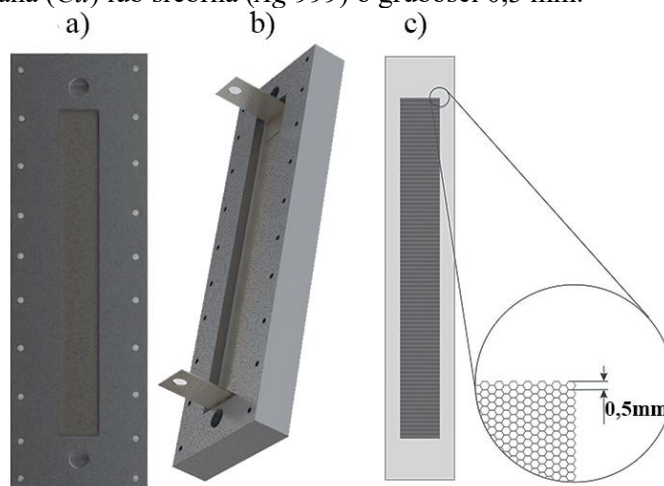
Tabela 5.1 Charakterystyka aparatury badawczej i błędy pomiarowe - stanowisko pomiarowe z dwoma minikanalami.

Parametr	Urządzenie	Producent/ Typ/Model	Podstawowe dane techniczne	Zakres pomiaru	Błąd po- miaru
Temperatura płyty grzejnej $T_{H,IR}$	Kamera termo- wizyjna	Flir A655SC [S5]	Zakres widma: 7,5 ÷ 14 μ m Rozdzielczość: 640 x480 piksele	- 40 ÷ 150°C 100 ÷ 650°C	±2°C lub ±2% odczytu*
Temperatura płyty zamyka- jącej $T_{z,IR}$	Kamera termowizyjna	Flir E60 [209],[S4]	Zakres widma: 7,5 ÷ 13 μ m rozdziel- czość 320x240 pik- sele Certyfikat kalibracji nr. K1501035, Laboratorium wzor- cujące nr. 2372, Akredytowany przez Czeski Insty- tut Akredytacji pod ČSN EN ISO/IEC 17025:2005	-20 ÷ 120°C 0 ÷ 650 °C	±1°C lub ±1% w zakre- sie 0 ÷ 120°C*
Temperatura: płyty FC-72 $T_{FC,we}$, $T_{FC,wy}$ wody $T_{W,we}$ $T_{W,wy}$	Termopary [S2]	Typ K (221b) (Czaki Thermo- Product)	NiCr, NiAl czujnik ze spawem izolowanym galwa- nicznie	-40 ÷ 375°C	1,5°C w zakre- sie: 40°C ÷ 375°C*
Nadciśnienie (gorący mini- kanał)	Przetwornik ci- śnienia	Endress + Hauser, Cerabar S PMP71	Temperatura pracy - 25 ÷ +55°C	0 ÷ 10 bar	±0,05% odczytu*
Nadciśnienie (zimny minika- nał)	Przetwornik ci- śnienia	Wika, A-10	Sygnał wyjściowy: 4 ÷ 20 mA Zasilanie prądem stałym: 8 ÷ 30V	0 ÷ 10 bar	0,5% w pełnej skali*
Ciśnienie at- mosferyczne	Przetwornik ci- śnienia	Wika, A-10	Sygnał wyjścia: 4 ÷ 20 mA Zasila- nie prądem stałym: 8 ÷ 30V	0 ÷ 2,5 bar	0,5% w pełnej skali*
Masowe natę- żenie przepływu FC- 72	Przepływom- ierz masowy Coriolisa	Endress + Hauser, Proline Pro- mass A 100	Temperatura me- dium do: +205°C	0 ÷ 0,125 kg/s	±0,1% odczytu*
Masowe natę- żenie prze- pływu wody	Magnetyczny przepływom- ierz masowy	SM6004	Temperatura me- dium do: +205°C	6 ÷ 1500 kg/s	±0,2% odczytu*
Natężenie prądu, spadek napię- cia	Amperomierz Woltomierz	SC-1608G	Napięcie zasilania: +5VDC ± 5%, prąd zasilania: 30mA	4 ÷ 20 mA 0V ÷ 5V lub 0 ÷ 10 V	±0,05% odczytu*

* zgodnie z danymi dostarczonymi przez producenta urządzenia lub certyfikatu kalibracji

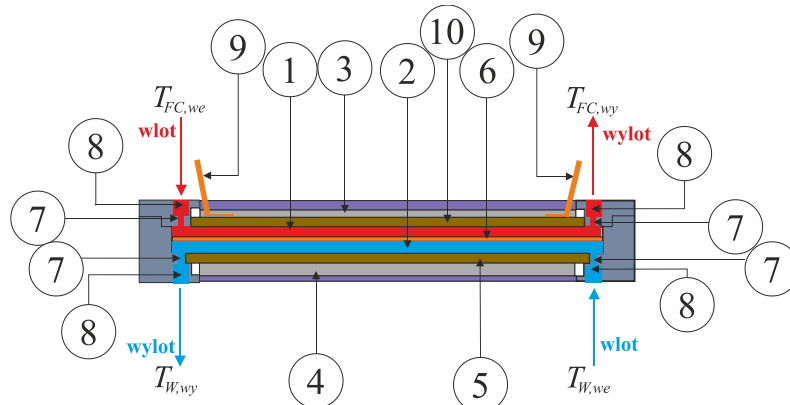
5.2.2. Moduł testowy z dwoma minikanalami

Podstawowym elementem stanowiska badawczego jest moduł testowy, z dwoma równoległymi minikanalami o przekroju prostokątnym (rysunek B.7 (źródło: Załącznik B (CD))). Charakteryzuje się on konstrukcją, w której oba kanały oddziela wspólna płyta środkowa (rysunki: 5.3 i B.7 (źródło: Załącznik B (CD))). Stanowi ją płyta miedziana (*Cu*) lub srebrna (*Ag 999*) o grubości 0,3 mm.



Rysunek 5.3 Widok modułu testowego: a) od strony płyty zamykającej, b) od strony płyty grzejnej, c) od strony powierzchni rozwiniętej płyty grzejnej (pokazano rozmieszczenie mini wgłębień wzór geometryczny, przypominający plastry miodu, który składa się z równych sześciokątnych kształtów ułożonych obok siebie rozmiaru 0,5 mm)

Wymiary minikanalów są następujące: 1,5 mm (głębokość), 24 mm (szerokość) i 240 mm (długość). Zewnętrzne ścianki minikanalów stanowią płyty ze stopu Haynes-230 [S6]. Dodatkowymi elementami modułu są uszczelki silikonowe. Przez minikanaly, oddzielone miedzianą płytką przepływają płyny o różnych właściwościach fizycznych. Zewnętrzna ściana jednego z minikanalów (rysunki 5.3 b, c, 5.4 – (10)) jest ogrzewana oporowo. Jest to płytka o grubości $\delta_H = 0,45$ mm wykonana ze stopu Haynes-230, do której przynitowane oraz przylutowane są elektrody ze stopu Hastelloy X, których położenie wskazano na rysunkach 5.3 b i B.2 (źródło: Załącznik B (CD)).



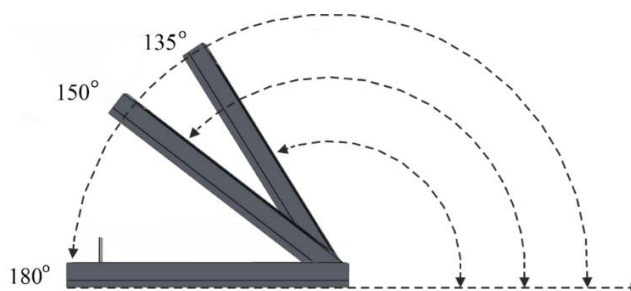
Rysunek 5.4 Schemat ideowy modułu testowego z dwoma minikanalami: 1 – minikanal gorący (FC-72), 2 – minikanal zimny (woda destylowana), 3, 4 – silikonowa uszczelka obudowy zewnętrznej, 5, 10 – płyta ze stopu Haynes-230, 6 – płyta miedziana, 7 – termopara, 8 – przetwornik ciśnienia, 9 – elektroda ze stopu Hastelloy X

W jednym z minikanalów przepływa płyn chłodniczy (FC-72) przy czym jego zewnętrzna ściana jest ogrzewana oporowo, a wewnętrzna ściana posiada powierzchnię rozwiniętą metodą teksturowania laserowego (nazwana jest „laser 1”), (rysunek 5.3c). Minikanal od strony płyty grzejnej nazwano „gorącym”. W drugim minikanale, nazwanym „zimnym”, przepływa woda destylowana (przeciwnie lub współprądowo w zależności od wariantu), ochładzana wodą z instalacji wodociągowej. Ściankę zewnętrzną tego minikanalu nazwano „zamykającą”. Na wewnętrznych powierzchniach obu płyt ze stopu Haynes-230 [S6] realizuje się pomiar pól temperatury za pomocą kamer termowizyjnych, przy czym powierzchnie te zostały pokryte warstwą czarnej farby o znanym współczynniku emisyjności (0,97). Temperatura srebrnej (lub miedzianej) płyty środkowej (rozdzielającej) minikanaly, mierzona jest punktowo na jej krańcach z wykorzystaniem termopar typu K [S2]. Na wlocie i wylocie płynów każdego z minikanalów następuje pomiar temperatury (termopary typu K) oraz ciśnienia (przetworniki ciśnienia). Szczegóły opisu rozwiązań konstrukcyjnych modułu testowego przedstawiono w załączniku A, w rozdziale A.3.

5.2.3. Metodyka badań

Po odpowietrzeniu instalacji obiegów przepływowych oraz ustabilizowaniu ciśnienia i natężenia przepływu płynów, stopniowo zwiększano strumień ciepła dostarczany do płyty grzejnej (ogrzewanej oporowo), poprzez płynną regulację natężenia prądu. Eksperymenty prowadzono w warunkach ustalonych w czasie (dane zapisywano co 3 minuty). Parametry eksperymentalne rejestrowano z wykorzystaniem dwóch stacji akwizycji danych: *DaqLab/2005* firmy *IOtech* oraz *MCC SC-1608G* firmy *Measurement Computing*. Do obsługi stacji wykorzystano oprogramowania *DaqView* i *DAQami*.

Serie eksperymentalne przeprowadzono dla parametrów cieplno-przepływowych podanych w tabeli 5.2. Podczas badań moduł testowy ustawiano pod kątami 135°, 150°, 180° do poziomu, co przedstawia rysunek 5.5.



Rysunek 5.5 Położenie przestrzenne modułu testowego

Do analizy wybrano dane zgromadzone dla zbliżonych wartości strumieni ciepła dostarczonych do powierzchni grzejnej. Badania wykonano przy stałej wartości masowego natężenia przepływu w warunkach przepływu laminarnego w obu kanałach, przy niewielkiej wartości nadciśnienia.

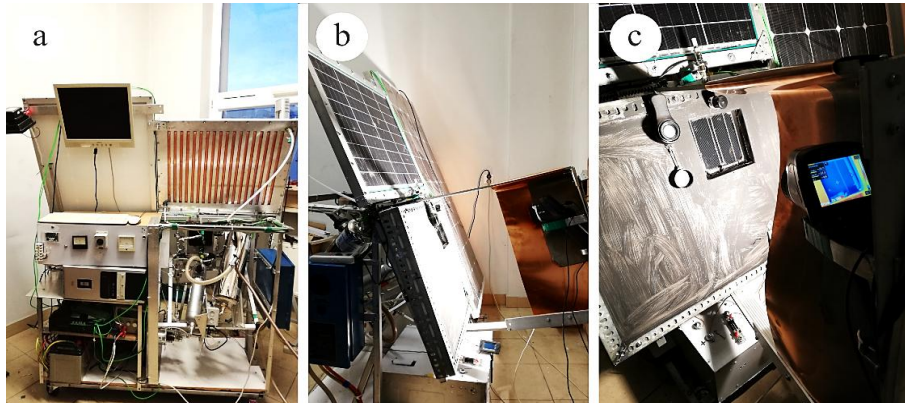
Tabela 5.2 Podstawowe parametry eksperymentalne oraz zakres ich zmienności dla modułu z dwoma minikanalami

Parametr eksperymentalny, jednostka	Zakres zmienności wartości
Temperatura czynnika chłodniczego FC-72 $T_{f,FC}$ (K)	293,45–301,05
Temperatura wody destylowanej $T_{f,W}$ (K)	291,05–298,95
Temperatura powierzchni płyty grzejnej $T_{w,H,IR}$ (K)	293,01–318,46
Temperatura płyty srebrnej oddzielającej minikanaly $T_{w,Ag}$ (K)	291,75–298,45
Nadciśnienie na wlocie do minikanalu gorącego p_{FC} (kPa)	112–138
Nadciśnienie na wlocie do minikanalu zimnego p_W (kPa)	103–145
Masowe natężenie przepływu dla kanału gorącego $Q_{m,FC}$ (kg/s)	0,003–0,008
Masowe natężenie przepływu dla kanału zimnego $Q_{m,W}$ (kg/s)	0,003–0,008
Gęstość strumienia ciepła (gęstość) $q_{w,H}$ (kW/m ²)	3,17–45,50

5.3. Stanowisko pomiarowe z modułem solarnym z grupą minikanalów

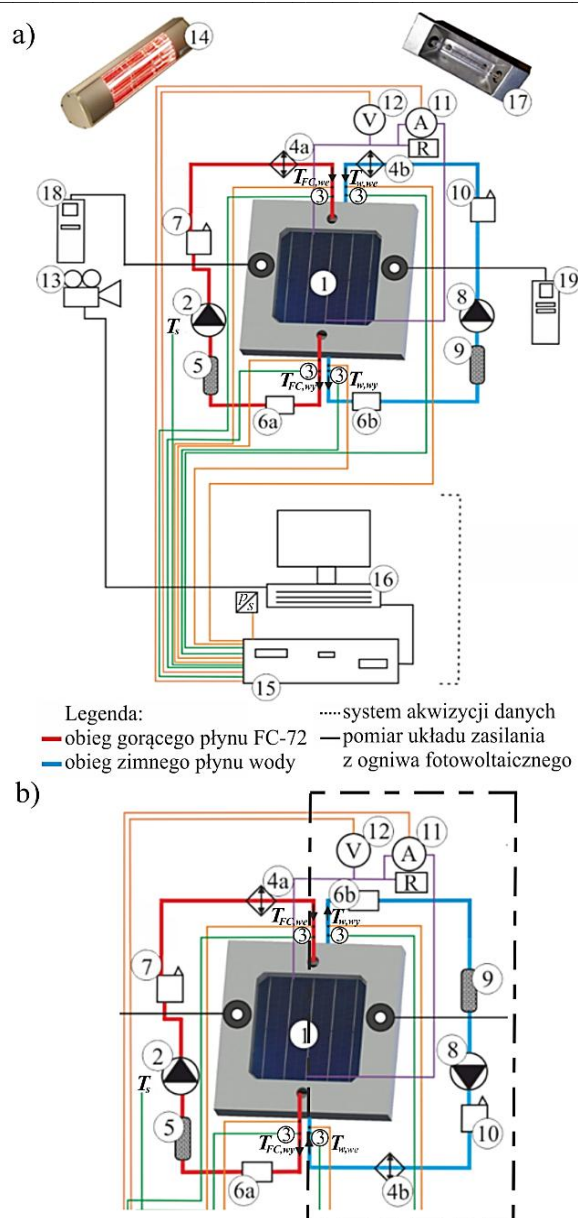
5.3.1. Budowa stanowiska

Budowa stanowiska z modułem z grupą minikanalów ma kilka zastosowań głównie związanych z zapewnieniem chłodzenia ogniw fotowoltaicznych z zastosowaniem przepływu płynów w grupie minikanalów. Widok stanowiska badawczego od strony tylnej pokazano na rysunku 5.6a. Na rysunku 5.6b zaprezentowano widok stanowiska testowego z profilu bocznego, z widocznym oświetlonym modułem, a na rysunku 5.6c przedstawiono widok modułu od strony frontowej.



Rysunek 5.6 Widok stanowiska badawczego i jego głównych elementów: a) widok stanowiska z tyłu, b) widok stanowiska testowego z profilu bocznego, c) widok modułu z perspektywy przedniej

Stanowisko pozwala na prowadzenie badań z wykorzystaniem modułu zawierającego grupę równoległych minikanalów zintegrowanych z panelem *PV*. Minikanaly są oddzielone płytą środkową (*Cu* lub *Ag*). Badania koncentrują się na projektowaniu i optymalizacji modułu, w celu zastosowania minikanalów przeznaczonych do chłodzenia ogniw słonecznych. Odczytane parametry eksperymentalne ze stacji akwizycji danych są wykorzystywane do obliczeń współczynnika przejmowania ciepła. W ramach serii badań, za pomocą przetworników ciśnienia (3) (rysunek 5.7) na wlocie i wlocie z kanału gorącego oraz zimnego, rejestrowane są nadciśnienie i temperatury. Temperatury powierzchni płyty *PV* i płyty zamykającej są mierzone za pomocą kamer termowizyjnych oraz w tym samym czasie rejestrowane jest natężenie światła za pomocą luksometrów (18), (19). Masowe natężenie przepływu dwóch czynników chłodniczych kontrolowane było przez dwie pompy magnetyczne (2) i (8), które podłączone były do dwóch oddzielnych regulatorów obrotów. Ochłodzone czynniki robocze wypływają z wymienników ciepła obiegu gorącego (4a) oraz zimnego (4b), następnie trafiają do wlotu grupy minikanalów osobno gorącego i zimnego obiegu modułu (1). Na wyjściu z dwóch obiegów gorącym i zimnym (dwie grupy minikanalów) zamontowano dwa przepływomierze (6a), (6b), które rejestrowały przepływ płynów. Przed pompami zamontowano filtry cząstek stałych (5), (9).



Rysunek 5.7 Schemat ideowy stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów z przepływem: a) współprądowym, b) wycinek schematu przeciuprądowego; 1 – moduł testowy z minikanalami, 2,8 – pompy obiegowe, 3 – przetwornik ciśnienia, 4a,b – wymiennik ciepła, 5,9 – filtry, 6a – przepływomierz turbinowy, 6b – przepływomierz magnetyczny, 7,10 – separator powietrza, 11 – amperomierz, 12 – woltomierz, 13 – kamera termowizyjna, 14 – promiennik podczerwieni, 15 – stacja akwizycji danych, 16 – komputer, 17 – lampa halogenowa, 18 – luksemierz, 19 – urządzenie do pomiaru natężenia światła (luksoometr); T_s – temperatura otoczenia, p_s – ciśnienie otoczenia, R – obciążenie odbiornika

Schemat ideowy stanowiska doświadczalnego przedstawiono na rysunku 5.7. Najważniejszymi obwodami realizowanymi w układzie doświadczalnym są dwa zamknięte obiegi płynów roboczych, w tym: „gorący” obieg płynu, w którym cyркуluje płyn FC-72 (lub HFE-649) oraz „zimny” obieg płynu, w którym następuje cyrkulacja wody destylowanej. Charakterystyki aparatury badawczej, maksymalne błędy pomiarowe poszczególnych urządzeń, stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów, zamieszczono w tabeli 5.3.

Tabela 5.3 Charakterystyka aparatury badawczej i błędy pomiarowe dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów

Parametr	Urządzenie	Producent/ Typ/Model	Podstawowe dane techniczne	Zakres pomiaru	Błąd po- miaru
Temperatura płyty zamyka- jącej $T_{z,IR}$	Kamera termowizyjna	Flir E60 [S4]	Zakres widma: 7,5 ÷ 13 μ m rozdzielczość 320x240 piksele	-20 ÷ 120°C 0 ÷ 650°C	$\pm 1^\circ\text{C}$ lub $\pm 1\%$ w za- kresie 0 ÷ 120°C
Temperatura: płynu FC-72 $T_{FC,we}$, $T_{FC,wy}$ wody $T_{W,we}$ $T_{W,wy}$	Termopary [S2]	Typ K (221 b) Czaki Thermo-Pro- duct	NiCr, NiAl czujnik ze spawem izolowanym galwa- nicznie	-40 ÷ 375°C	1,5°C w zakresie -40°C ÷ 375°C
Nadciśnienie (gorące mini- kanały)	Przetwornik ciśnienia	Wika, A-10	Sygnał wyjściowy: 4 ÷ 20 mA Zasilanie prądem sta- łym: 8 ÷ 30V	0÷10 bar	0,5% w pełnej skali
Nadciśnienie (zimne mini- kanały)	Przetwornik ciśnienia	Wika, A-10	Sygnał wyjściowy: 4 ÷ 20 mA Zasilanie prądem sta- łym: 8 ÷ 30V	0÷10 bar	0,5% w pełnej skali
Ciśnienie at- mosferyczne	Przetwornik ciśnienia	Wika, A-10	Sygnał wyjścia: 4 ÷ 20 mA Zasilanie prądem stałym: 8 ÷ 30V	0÷2,5 bar	0,5% w pełnej skali
Masowe natę- żenie przepływu płynu chłodni- czego	Magnetyczny przepływom- ierz masowy	SM6000	Temperatura medium do: +205°C	6 ÷ 1500 kg/s	$\pm 0,2\%$ od- czytu
Masowe natę- żenie prze- pływu wody	Magnetyczny przepływom- ierz masowy	SM6000	Temperatura medium do: +205°C	6 ÷ 1500 kg/s	$\pm 0,2\%$ od- czytu
Masowe natę- żenie prze- pływu wody	Przepływom- ierz turbi- nowy	Equflow 0045SBP01 XA	Temperatura płynu 60°C, ciśnienie nomi- nalne 16 bar	Liniowy zakres :0 – 2 l/min, zakres pomiar- owy 0,03 l/min	$\pm 1\%$ od- czytu powta- rzalność pomiarów $\pm 0,25$

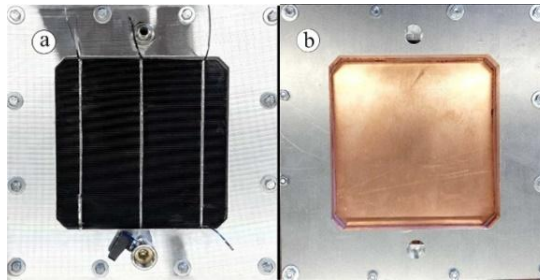
Tabela 5.3 Charakterystyka aparatury badawczej i błędy pomiarowe dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów (cd.)

Parametr	Urządzenie	Producent/ Typ/Model	Podstawowe dane techniczne	Zakres pomiaru	Błąd pomiaru
Spadek napięcia	Woltomierz	<i>DaqBoard</i> 3000	Napięcie zasilania: +5VDC $\pm$ 5%, prąd zasilania: 30mA	4 ÷ 20 mA 0V ÷ 5V lub 0 ÷ 10 V	$\pm 0,05\%$ odczytu
Natężenie prądu	Amperomierz	Miernik laboratoryjny UT8803E	Maksymalny zakres pomiaru natężenia prądu do 20A	0 ÷ 20 A	$\pm 0,5\%$ +5 cyfr
Gęstości mocy promieniowania elektromagnetycznego W/m ² , luminancja - Luks	Rejestracja oświetlenia, luminancji, PAR i radiacji	Foto-radio-metr rejestrujący <i>Delta OHM</i> HD2102.1 [S14]	Temperatura pracy od - 5 ... 50°C Wilgotność powietrza: Zakres: od 0% do 100% wilgotności względnej (RH). Rozdzielczość: 0,1% RH	Zakres pomiarowy zależy od dołączonej sondy	$\pm 2\%$ lub $\pm 0,02$ W/m ²
Gęstości mocy promieniowania elektromagnetycznego W/m ² , luminancja - Luks,	Pomiar natężenia oświetlenia	Fotometryczna sonda LP471PHOT	Częstotliwość próbkowania od 1 do 3600 pomiarów na godzinę, $T_{max,s}$ - 50°C	0,1...200 103 lux	$\pm 2\%$ lub $\pm 0,02$ W/m ²
Natężenie oświetlenia - W/m ² , luminancja- luks	Luksometr Voltcraft	PL-1105SM [S13]	Rozdzielczość: 0,1 lux (0 - 1999,9 lux), 1 lux (2000 - 19 999 lux), 10 lux (20000 - 200 000 lux), próbkowanie: 1,5 na s temperaturą roboczą: od 0°C do 50°C, wilgotność względna: od 0% do 80%.	0,1 - 200 000 lux	$\pm 3\%$ ± 10 cyfr

Przepływ czynników roboczych realizowano w sposób współprądowy (rysunek 5.7a) oraz przeciwproudowy (rysunek 5.7b). Pozostałe systemy realizowane na stanowisku to: system akwizycji danych (rysunek 5.7) (15), współpracujący z kamerą termowizyjną (13) oraz system zasilania z ogniwa PV (11), (12).

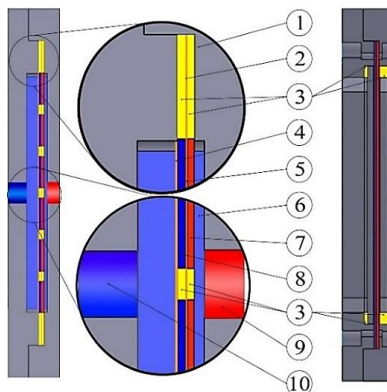
5.3.2. Moduł testowy solarny z grupą minikanalów

Rysunek 5.8a przedstawia widok modułu testowego solarnego od strony panelu fotowoltaicznego, a rysunek 5.8b tylną część modułu z widoczną płytką miedzianą zamykającą moduł.



Rysunek 5.8. Widok modułu testowego: a) widok od strony panelu słonecznego, b) widok od strony płyty miedzianej zamykającej minikanal zimny.

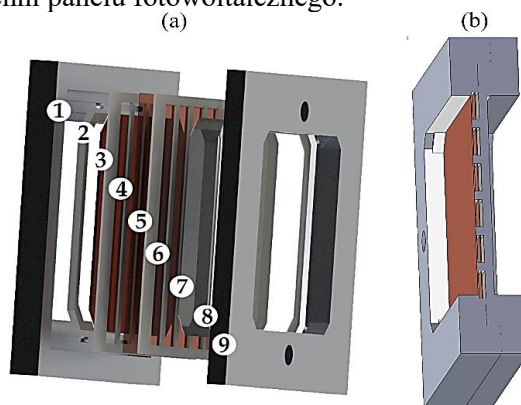
Poszczególne elementy modułu testowego solarnego pokazano na rysunku 5.9. Jego głównymi elementami są dwie równoległe płyty miedziane (2,4) oraz płyta ogniwa *PV* (6). W module występuje grupa 12 równoległych minikanalów (sześć minikanalów „gorących” i sześć „zimnych”), każdy o przekroju prostokątnym. Płyta miedziana o grubości 0,5 mm oddziela grupę minikanalów „gorących” od grupy „zimnych”. Każdy z minikanalów posiada jednakowe wymiary: głębokość 1,5 mm, szerokość 20 mm i długość 140 mm.



Rysunek 5.9 Widok warstw panelu *PV* chłodzonych minikanalami: 1 – pokrywa (aluminium PA6), 2 – płyta środkowa (miedziana), 3 – uszczelka silikonowa, 4 – płyta zewnętrzna (miedziana), 6 – ogniwo *PV*, 7 – minikanale gorące, 8 – minikanale zimne, 9 – wlot/wylot minikanalu gorącego, 10 – wlot/wylot minikanalu zimnego

Panel fotowoltaiczny ze szkłem hartowanym posiada wymiary: 156 mm (szerokość) i 156 mm (długość) oraz 4 mm (grubość). Do chłodzenia powierzchni panelu *PV* zastosowano przeciwbieżny lub współbieżny przepływ płynów roboczych w minikanalach.

Szczegółowy schemat konstrukcyjny modułu testowego z dwunastoma minikanalami został przedstawiony na rysunku 5.10. Przedstawiona konstrukcja układu w obszarze od strony ogniwa fotowoltaicznego (7), posiada sześć minikanalów o szerokości wynoszącej 20 mm i długości 140 mm, przez które przepływał płyn chłodniczy FC-72. Ścianki każdego z tych minikanalów tworzyła uszczelka silikonowa (6) o grubości 1,5 mm i szerokości 3 mm, znajdującą się pod powierzchnią panelu fotowoltaicznego. Minikanaly te były odseparowane w dalszej kolejności płytą miedzianą (5) o grubości 0,5 mm. Po drugiej stronie płyty *Cu*, umieszczono równoległe sześć minikanalów (4) o identycznych rozmiarach jak uszczelka silikonowa (5), przez które przepływała woda destylowana. Następnie za uszczelką silikonową (4) znajdowała się płyta miedziana zamykająca minikanaly (3) o grubości 0,5 mm oraz uszczelki silikonowe dociskowe (2,8) pokrywy obudowy aluminiowej (1,9). Takie ułożenie minikanalów na płytach miedzianych przyjęto w celu chłodzenia tylnej powierzchni panelu fotowoltaicznego.



Rysunek 5.10 Widok modułu testowego z minikanalami oraz płytami opracowanie w programie *Solidworks*: (a) widok elementów kompaktowego wymiennika ciepła: 1,9 – pokrywy (obudowy) aluminiowe, 2,8 – uszczelki silikonowe dociskowe, 3 – płyta miedziana *Cu* zamykająca, 4 – silikonowa uszczelka tworząca zimne minikanaly, 5 – miedziana płytka pomiędzy dwoma minikanalami, 6 – silikonowa uszczelka tworząca zimny minikanal, 7 – ogniwo słoneczne ze szkłem, (b) wizualizacja 3D przekrój poprzeczny z widokiem na minikanaly

W kolejnych etapach eksperymentów przeprowadzono modyfikacje, zamieniając płyn chłodniczy w grupie minikanalów od strony panelu fotowoltaicznego, na HFE-649. Zastosowanie nowego czynnika roboczego miało na celu dalszą analizę parametrów termicznych oraz ocenę wpływu zmiany płynu chłodniczego na efektywność chłodzenia ogniwa *PV*.

Przedstawione elementy modułu testowego to: dwie pokrywy (1), (9) cztery uszczelki wykonane z silikonu (2), (4), (6), (8), zewnętrzna płyta minikanalu (3), szkło z ogniwem *PV* (7) oraz miedziana płyta środkowa (5). Podczas eksperymentów ogniwo słoneczne ze szkłem modułu testowego było ogrzewane lampą halogenową o mocy 500 W. Panel fotowoltaiczny (7) składa się z kilku cienkich warstw,

z których pierwsza to szkło hartowane (grubość 3,2 mm), kolejna warstwa składa się z ogniwa (komórki) krzemowej o grubości 0,12 mm, a dolna część ogniwa styka się z płynem w minikanale. Proporcje przegród oraz płyt są przedstawione na rysunku 5.10. Na rysunku B.3 (źródło: Załącznik B (CD)) przedstawiono wymiary płyt oraz uszczelkek zastosowanych w wymienniku z ogniwem solarnym oraz zaprezentowano szczegółowo kolejność układania płyt i uszczelkek podczas składania wymiennika warstwowo (rysunek B.5 (źródło: Załącznik B (CD))).

5.3.3. Metodyka badań

Po odpowietrzeniu instalacji dwóch obiegów przepływowych oraz ustabilizowaniu ciśnienia i natężenia przepływu płynów, stopniowo zwiększano strumień ciepła dostarczany do płyty ogniwa słonecznego. Eksperymenty prowadzono w warunkach ustalonych. Wykonano sześć pomiarów, każdy w czasie 180 s, a parametry eksperymentalne rejestrowano z wykorzystaniem oprogramowania współpracującego ze stacjami akwizycji danych pomiarowych (*DaqView*). Podstawowe parametry eksperymentalne cieplno-przepływowe podano w tabelach 5.4 z czynnikiem roboczym FC-72 oraz 5.5 z czynnikiem HFE-649. W tabeli 5.4 przedstawiono podstawowe parametry eksperymentalne dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów oraz zakres ich zmienności, przez które przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz woda w drugiej grupie minikanalów.

Tabela 5.4. Podstawowe parametry eksperymentalne dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów oraz zakres ich zmienności, czynnik roboczy FC-72

Parametry eksperymentalne, jednostka	Zakres zmienności wartości
Temperatura czynnika chłodniczego FC-72, $T_{f,FC}$ (K)	290,37–307,07
Temperatura wody destylowanej $T_{f,W}$ (K)	289,05–294,1
Temperatura powierzchni płyty grzejnej $T_{w,H,IR}$ (K)	302,01–323,46
Temperatura płyty srebrnej oddzielającej minikanaly $T_{w,Cu}$ (K)	291,75–297,45
Ciśnienie na wlocie do minikanalu gorącego (kPa)	114–126
Ciśnienie na wlocie do minikanalu zimnego (kPa)	105–144
Masowe natężenie przepływu dla kanału gorącego $Q_{m,FC}$ (kg/s)	0,003–0,008
Masowe natężenie przepływu dla kanału zimnego $Q_{m,W}$ (kg/s)	0,003–0,008
Gęstość strumienia ciepła $q_{w,H}$ (kW/m ²)	0,4–2

Podczas badań moduł testowy ustawiono pod kątami: 135°, 150°, 180° do poziomu (podłożenia przedstawiono na rysunku 5.5). Do analizy wybrano dane zgromadzone dla jednakowych strumieni ciepła dostarczonych do powierzchni grzejnej. Badania wykonano przy stałej wartości masowego natężenia przepływu w warunkach przepływu laminarnego w obu kanałach, przy niewielkiej wartości nadciśnienia. Podczas eksperymentów zwiększano strumień ciepła dostarczany do powierzchni ogniwa słonecznego. Regulowano odległość żarnika halogenowego względem panelu słonecznego. Stopniowo zmniejszano dystans od odległości 0,5 m do 0,25 m (co 0,05 m) (szczegółowe dane zestawiono w załączniku B (CD), tabela

B.1) oraz widok ustawienia lampy halogenowej w załączniku B na rysunku B.10d (źródło: Załącznik B (CD)). W tabeli 5.5 przedstawiono podstawowe parametry eksperymentalne dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów oraz zakres ich zmienności, przez które przepływał czynnik roboczy HFE-649. Przykładowa orientacja 135° , czynnik roboczy HFE-649 i woda w drugiej grupie minikanalów zimnych.

Tabela 5.5 Podstawowe parametry eksperymentalne dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów oraz zakres ich zmienności, czynnik roboczy HFE-649

Parametry eksperymentalne, jednostka	Zakres zmienności wartości
Temperatura czynnika chłodniczego HFE-649, $T_{f,Nov}$ (K)	290,37–307,07
Temperatura wody destylowanej $T_{f,W}$ (K)	289,05–294,1
Temperatura powierzchni płyty grzejnej $T_{w,H,IR}$ (K)	302,01–323,46
Temperatura płyty srebrnej oddzielającej minikanaly $T_{w,Cu}$ (K)	290,15–299,78
Ciśnienie na wlocie do minikanalu gorącego p_{Nov} (kPa)	112–132
Ciśnienie na wlocie do minikanalu zimnego p_W (kPa)	104–148
Masowe natężenie przepływu dla kanału gorącego $Q_{m,Nov}$ (kg/s)	0,003–0,008
Masowe natężenie przepływu dla kanału zimnego $Q_{m,W}$ (kg/s)	0,003–0,008
Gęstość strumienia ciepła $q_{w,H}$ (kW/m ²)	0,4–2

Dla zadanej orientacji przestrzennej modułu (kąta 180°) ustawiono masowe natężenie w sposób podany w tabeli 5.6. Przeprowadzono 9 pomiarów dla różnych wartości masowego natężenia przepływu. Dodatkowo w tych 9 ustawieniach rejestrowano sześć różnych gęstości strumienia ciepła ($q_{w,H}$). Dla jednej orientacji przestrzennej uzyskano 54 pomiary. Dla wszystkich orientacji kątów modułu uzyskano 162 pomiary. Zmieniono płyn FC-72 na HFE-649 (tabela 5.5) w obiegu gorącym i analogicznie przeprowadzono procedurę badań uzyskując 324 pomiary.

Tabela 5.6 Zestawienie parametrów eksperymentalnych (strumienia ciepła i natężenia masowego przepływu czynników w minikanalach) w procedurze badawczej, dla jednej orientacji modułu 180° , czynnik roboczy FC-72 oraz w drugiej grupie minikanalów woda.

Po- miar	$q_{w,PV}$ [W/m ²]	400	800	1000	1400	1800	2000
1	$Q_{m,FC}$ $Q_{m,W}$ [kg/s]	0,003 0,003	0,003 0,003	0,003 0,003	0,003 0,003	0,003 0,003	0,003 0,003
2		0,003 0,006	0,003 0,006	0,003 0,006	0,003 0,006	0,003 0,006	0,003 0,006
3		0,003 0,008	0,003 0,008	0,003 0,008	0,003 0,008	0,003 0,008	0,003 0,008
4		0,006 0,003	0,006 0,003	0,006 0,003	0,006 0,003	0,006 0,003	0,006 0,003
5		0,006 0,006	0,006 0,006	0,006 0,006	0,006 0,006	0,006 0,006	0,006 0,006
6		0,006 0,008	0,006 0,008	0,006 0,008	0,006 0,008	0,006 0,008	0,006 0,008
7		0,008 0,003	0,008 0,003	0,008 0,003	0,008 0,003	0,008 0,003	0,008 0,003
8		0,008 0,006	0,008 0,006	0,008 0,006	0,008 0,006	0,008 0,006	0,008 0,006
9		0,008 0,008	0,008 0,008	0,008 0,008	0,008 0,008	0,008 0,008	0,008 0,008

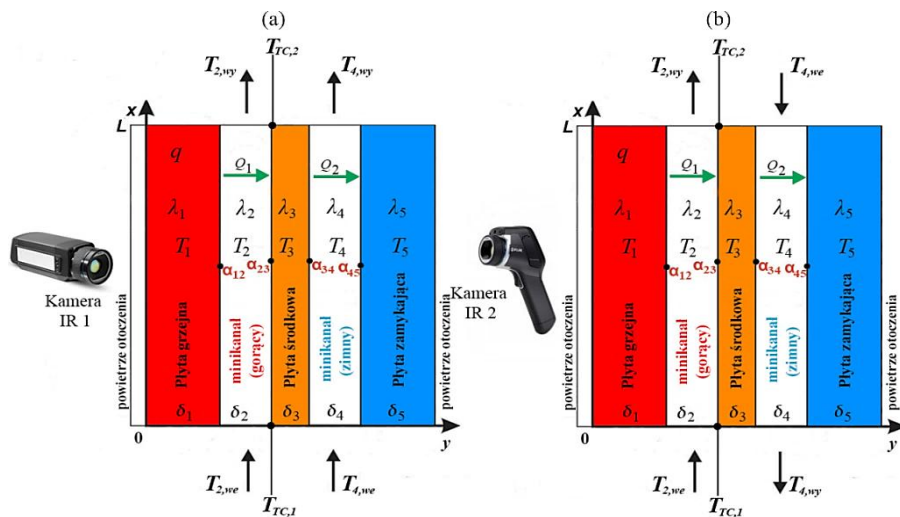
6. METODY OBLICZENIOWE ZASTOSOWANE DO WYZNACZENIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZEJMOWANIA CIEPŁA

6.1. Streszczenie

W rozdziale pracy omówiono metody wyznaczania lokalnego współczynnika przejmowania ciepła. Zaproponowano uproszczone podejście jednowymiarowe (1D) w którym uwzględniono przepływ ciepła w jednym kierunku przepływu ciepła prostopadły do kierunku przepływu płynu w kanale oraz podejście dwuwymiarowe (2D) - uwzględniające dwa kierunki przepływu: x równoległy do kierunku przepływu dwóch czynników chłodniczych oraz y prostopadły do x i odnoszący się do głębokości obu kanałów oraz szerokości ścian minikanalów. Przedstawiono kompleksowe podejście do modelowania procesu wymiany ciepła z wykorzystaniem metody obliczeniowej mechaniki płynów CFD w programie STAR-CCM+. Omówiono fizyczne podstawy analizowanego zagadnienia oraz opisano równania rządzące, które opisują przebieg przepływu i wymiany ciepła. Zaprezentowano model obliczeniowy, obejmujący konfigurację parametrów symulacji. Przedstawiono proces generowania siatki obliczeniowej, który ma kluczowe znaczenie dla dokładności i stabilności uzyskanych wyników. Opisano przebieg symulacji w programie STAR-CCM+.

6.2. Jednowymiarowe podejście obliczeniowe

Celem podejścia jednowymiarowego (1D) jest wyznaczenie lokalnych współczynników przejmowania ciepła na styku: $\alpha_{12,1D}(x)$ – (płyta grzejna - czynnik roboczy



Rysunek 6.1 Schemat modułu testowego z dwoma minikanalami dla przyjętego modelu matematycznego 1D opracowanego dla przepływu płynów roboczych: a) współprądowego, b) przeciuprądowego; Sposób ustawienia kamer termowizyjnych względem płyty grzejnej i płyty zamykającej pokazano na rysunku w części a), (schemat jest poglądowy i nie zachowuje proporcji)

w kanale gorącym), $\alpha_{23,1D}(x)$ – (czynnik roboczy – płyta środkowa), $\alpha_{34,1D}(x)$ – (płyta środkowa - czynnik roboczy w zimnym kanale), $\alpha_{45,1D}(x)$ – (czynnik roboczy - płyta zamykająca), rysunek 6.1 i 6.2.

W zaproponowanym podejściu jednowymiarowym przyjęto, że cały strumień ciepła wytworzony w płycie grzejnej przekazywany jest do przepływającego czynnika roboczego w minikanale gorącym. Gęstość strumienia ciepła dostarczona do płyty grzejnej wyznaczona została z zależności [205]:

$$q = \frac{I \cdot \Delta U}{A_H} \quad (6.1)$$

gdzie: A_H – pole powierzchni płyty grzejnej I – natężenie prądu dostarczonego do płyty grzejnej, ΔU – spadek napięcia na całej długości płyty grzejnej.

Znajomość rozkładu temperatury powierzchni zewnętrznej płyty $T_{1,IR}(x)$, pozwala wyznaczyć współczynnik przejmowania ciepła na styku płyta grzejna - czynnik roboczy w minikanale gorącym zgodnie ze wzorem (6.2a) dla płyty grzejnej oraz (6.2b) dla powierzchni ogniwa słonecznego (rysunek 6.2):

$$a) \alpha_{12,1D}(x) = \frac{q \lambda_1}{\lambda_1 (T_{1,IR}(x) - T_{2,lin}(x)) - q \cdot \delta_1}, b) \alpha_{12,1D}(x) = \frac{E \lambda_1}{\lambda_1 (T_{1,IR}(x) - T_{2,lin}(x)) - q \cdot \delta_1} \quad (6.2)$$

gdzie: $\alpha_{12,1D}(x)$ – współczynnik przejmowania ciepła na styku płyta grzejna – czynnik roboczy w gorącym minikanale (podejście 1D), q – strumień ciepła, E – intensywność promieniowania elektromagnetycznego na powierzchni ogniwa słonecznego, λ_1 – współczynnik przewodzenia ciepła płyty grzejnej, δ_1 – grubość płyty grzejnej, $T_{1,IR}(x)$ – temperatura powierzchni płyty grzejnej zmierzona za pomocą termowizji kamery termowizyjnej IR, $T_{2,lin}(x)$ – temperatura czynnika roboczego w gorącym minikanale, która zmienia się liniowo od temperatury zmierzonej na wejściu do temperatury na wyjściu z minikanalu i określana jest wzorem [204]:

$$T_{2,lin}(x) = \left(\frac{T_{2,wy} - T_{2,we}}{L} \right) \cdot x + T_{2,we} \quad (6.3)$$

gdzie: $T_{2,we}$ – temperatura czynnika roboczego na wejściu do gorącego minikanalu, $T_{2,wy}$ – temperatura czynnika roboczego na wyjściu z gorącego minikanalu, L – długość minikanalu, x – współrzędna, kierunek wzdłuż przepływu.

Następnie w modelu matematycznym, wyznaczono współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik roboczy w minikanale gorącym – płyta środkowa korzystając z zależności [204]:

$$\alpha_{23,1D}(x) = \frac{Q_1}{A_3 (T_{2,lin}(x) - T_{3,lin}(x))} = \frac{Q_{m,2} \cdot c_{p,2} (T_{2,wy} - T_{2,we})}{A_3 (T_{2,lin}(x) - T_{3,lin}(x))} \quad (6.4)$$

gdzie: A_3 – pole powierzchni płyty środkowej, Q_1 – strumień ciepła odbierany od czynnika roboczego gorącego, masowe natężenie przepływu dla czynnika roboczego gorącego wynosi: $Q_{m,2} = \rho_2 \cdot u_2 \cdot A_2$ oraz $c_{p,2}$ – ciepło właściwe czynnika roboczego gorącego, ρ_2 – gęstość czynnika roboczego w kanale gorącym, u_2 – prędkość

przepływu czynnika roboczego w kanale gorącym. Temperatura płyty środkowej $T_{3,lin}(x)$ przybliżana jest liniowo w oparciu o znaną temperaturę zmierzoną za pomocą dwóch termopar typu K, (rysunek 6.1, 6.2) umieszczonych na końcach płyty środkowej i przylutowanych od strony czynnika roboczego gorącego $T_{TC,1}$, $T_{TC,2}$ [204].

Zatem $T_{3,lin}(x)$ można określić zależnością:

$$T_{3,lin}(x) = \left(\frac{T_{TC,2} - T_{TC,1}}{L} \right) \cdot x + T_{TC,1} \quad (6.5)$$

Aby wyznaczyć współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku środkowa płyta – płyn zimny wykorzystano zastępczy współczynnik przenikania ciepła k , dany wzorem:

$$k = \frac{Q_1 + Q_2}{2A_3 \Delta T} \quad (6.6)$$

Strumień ciepła Q_1 odbierany od czynnika roboczego gorącego oraz strumień ciepła odbierany od czynnika roboczego zimnego Q_2 przedstawiają wzory [206]:

$$a) \quad Q_1 = Q_{m,2} \cdot c_{p,2} (T_{2,wy} - T_{2,we}), \quad b) \quad Q_2 = Q_{m,4} \cdot c_{p,4} (T_{4,wy} - T_{4,we}) \quad (6.7)$$

gdzie: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego zimnego wynosi: $Q_{m,4} = \rho_4 \cdot u_4 \cdot A_4$, $c_{p,4}$ – ciepło właściwe dla czynnika roboczego zimnego, ρ_4 – gęstość czynnika roboczego zimnego, u_4 – prędkość przepływu czynnika roboczego w kanale zimnym. Przy czym ΔT oznacza średnią logarytmiczną różnicę temperatur cieczy liczoną jak w publikacji [136], która jest określoną zależnością:

$$\Delta T = \frac{\Delta T_4 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_4}{\Delta T_2}} \quad (6.8)$$

gdzie: różnica temperatur czynników roboczych dla przeciwprądu (rysunek 6.1b, 6.2) wynosi: $\Delta T_2 = (T_{2,we} - T_{4,wy})$ oraz $\Delta T_4 = (T_{2,wy} - T_{4,we})$ [235], natomiast różnica temperatur czynników roboczych dla przepływu współprądowego (rysunek 6.1a) wynosi odpowiednio: $\Delta T_2 = (T_{2,we} - T_{4,we})$ oraz $\Delta T_4 = (T_{2,wy} - T_{4,wy})$.

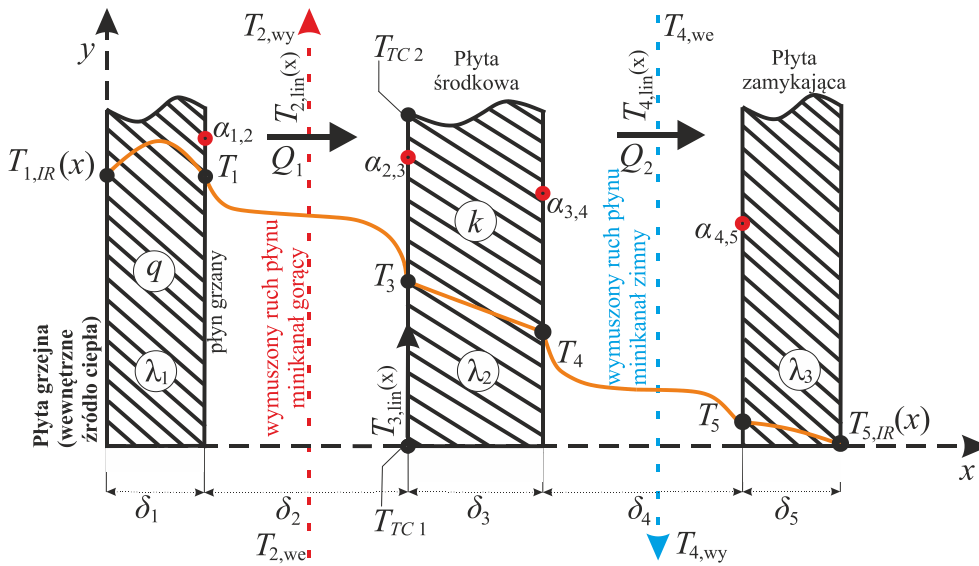
Współczynnik przenikania ciepła k , dla powierzchni płaskiej, określa ilość ciepła przenikającego przez przegrodę o jednostkowym polu powierzchni, gdy panuje między powierzchniami różnica temperatur równa jednostce temperatury [212]. Wartość współczynnika k zależy między innymi od współczynników przejmowania ciepła obu czynników roboczych (gorącego i zimnego) oraz od parametrów płyty środkowej [147].

Współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{34,1D}(x)$ wyznaczono w oparciu o zależność przedstawioną w publikacji [204]:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{12,1D}(x)} + \frac{1}{\alpha_{23,1D}(x)} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_{34,1D}(x)} \quad (6.9)$$

Ze wzoru (6.9) można wyznaczyć współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku płyta środkowa – czynnik roboczy w minikanale zimnym, który określony jest następująco:

(6.10)

$$T_{4,\text{lin}}(x) = \left(\frac{T_{4,\text{wy}} - T_{4,\text{we}}}{L} \right) \cdot x + T_{4,\text{we}} \quad (6.11)$$
$$\frac{1}{k} = \frac{1}{a_{12,1D}(x)} + \frac{1}{a_{23,1D}(x)} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{a_{34,1D}(x)} + \frac{1}{a_{45,1D}(x)} \quad (6.12)$$
$$\alpha_{45,1D}(x) = - \left(\frac{1}{\alpha_{12,1D}(x)} + \frac{1}{\alpha_{23,1D}(x)} + \left(\delta_3 \cdot \frac{1}{\lambda_3} \right) - \frac{1}{k} + \frac{1}{\alpha_{34,1D}(x)} \right)^{-1} \quad (6.13)$$


Rysunek 6.2 Schemat wymiany ciepła oraz rozkładu temperatury między warstwami modułu testowego przy podejściu jednowymiarowym, uwzględniający wymuszony ruch czynników roboczych z przepływem przeciwpadowym w dwóch prostokątnych minikanalach

Na rysunku 6.2 przedstawiono schemat podejścia 1D dla modułu testowego z przepływem przeciwprowodowym. Zaznaczono kluczowe wielkości występujące w modelu matematycznym, tj.: α_{12} – współczynnik przejmowania ciepła na styku płyta grzejna – czynnik roboczy w minikanale gorącym, α_{23} – współczynnik przejmowania ciepła na styku czynnik roboczy gorący – płyta środkowa, α_{34} –

współczynnik przejmowania ciepła na styku płyta środkowa – czynnik roboczy w minikanale zimnym, α_{45} – współczynnik przejmowania ciepła na styku czynnik roboczy w minikanale zimnym - płyta zamykająca moduł, δ_1 – grubość płyty grzejnej, δ_2 – głębokość minikanalu gorącego, δ_3 – grubość płyty środkowej oddzielającej minikanaly, δ_4 – głębokość minikanalu zimnego, δ_5 – grubość płyty zamykającej moduł testowy, λ_1 – współczynnik przewodzenia ciepła dla płyty grzejnej, λ_2 – współczynnik przewodzenia ciepła dla płyty środkowej, λ_3 – współczynnik przewodzenia ciepła dla płyty zamykającej, k – współczynnik przenikania ciepła, q – gęstość strumienia ciepła płyty grzejnej, Q_1 – strumień ciepła oddawany przez czynnik roboczy w minikanale gorącym, Q_2 – strumień ciepła oddawany przez czynnik roboczy w minikanale zimnym, $T_{1,IR}$, $T_{5,IR}$ – temperatura powierzchni płyty zarejestrowana kamerą termowizyjną, T_1 – temperatura powierzchni płyty grzejnej, T_2 – temperatura czynnika roboczego w minikanale gorącym, T_3 – temperatura płyty środkowej, T_4 – temperatura czynnika roboczego w minikanale zimnym, T_5 – temperatura płyty zamykającej moduł, $T_{TC,1}$, $T_{TC,2}$ – temperatura z pomiaru termoparami (przyłutowanych od strony czynnika roboczego gorącego) umieszczonymi na końcach płyty środkowej.

6.3. Dwuwymiarowe podejście obliczeniowe z wykorzystaniem funkcji *Treffza*

W podejściu 2D uwzględnione zostały dwa kierunki wymiany ciepła: x – kierunek równoległy do przepływu czynników roboczych, y – prostopadły, do x i odnoszący się do głębokości obu kanałów oraz szerokości ścian minikanalów [204]. W publikacjach [178,204], podano następujące równania rządzące procesem w płycie grzejnej oraz w czynniku roboczym gorącym:

$$\text{Dla płyty grzejnej: } \lambda_1 \nabla^2 T_1 = -\frac{q}{\delta_1} \quad (6.14)$$

$$\text{Dla płynu gorącego: } \lambda_2 \nabla^2 T_2 = c_{p,2} \cdot \rho_2 \frac{\partial T_2}{\partial x} u_2(y) \quad (6.15)$$

W podejściu 2D przyjęto następujące założenia dla płyty grzejnej:

- znana jest temperatura zewnętrznej izolowanej ściany,
- dwie ściany prostopadłe do ściany zewnętrznej nie mają kontaktu z czynnikiem roboczym i są izolowane.

W przypadku czynnika roboczego gorącego oraz zimnego przyjęto, że:

- znana jest temperatura czynników roboczych na wejściu i wyjściu do/z każdego minikanalu,
- na styku z odpowiednimi czynnikami roboczymi temperatura cieczy jest równa temperaturze płyty,

Dla płyty środkowej przyjęto warunki brzegowe:

izolację ścian prostopadłych do kierunku przepływu czynników roboczych,
na styku z czynnikiem roboczym gorącym oraz zimnym temperatura płyty środkowej jest równa temperaturze odpowiedniego czynnika roboczego,

znajomość gęstości strumienia ciepła przekazywanego od gorącego czynnika roboczego do płyty środkowej.

W publikacjach [178,204] przedstawiono dwuwymiarowe rozkłady temperatur dla: płyty grzejnej T_1 , czynnika roboczego gorącego T_2 oraz płyty środkowej T_3 . Znajomość T_1 , T_2 , T_3 umożliwia wyznaczenie wartości lokalnych współczynników przejmowania ciepła na styku pomiędzy czynnikiem roboczym gorącym a płytą grzejną $\alpha_{12,2D}(x)$, czynnikiem roboczym gorącym a płytą środkową $\alpha_{23,2D}(x)$ oraz środkową płytą a zimnym czynnikiem roboczym $\alpha_{34,2D}(x)$. Współczynniki przejmowania ciepła zostały określone następującymi zależnościami:

- płyta grzejna – czynnik roboczy gorący [204]:

$$\alpha_{12,2D}(x) = \frac{-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial y}}{T_1(x, \delta_1) - T_{2,ref}(x)} \quad (6.16)$$

gdzie: $T_{2,ref}(x)$ – temperatura średnia odniesienia dla czynnika roboczego w minikanale gorącym [204].

- czynnik roboczy gorący – płyta środkowa [204]:

$$\alpha_{23,2D}(x) = \frac{-\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y}}{T_3(x, \delta_1 + \delta_2) - T_{2,ref}(x)} \quad (6.17)$$

- płyta środkowa – czynnik roboczy zimny [204]:

$$\alpha_{34,2D}(x) = \frac{-\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial y}}{T_3(x, \delta_1 + \delta_2 + \delta_3) - T_{4,ref}(x)} \quad (6.18)$$

gdzie: $T_{4,ref}(x)$ – temperatura średnia odniesienia dla czynnika roboczego w minikanale zimnym.

6.4. Obliczenia numeryczne w programie Simcenter STAR-CCM+

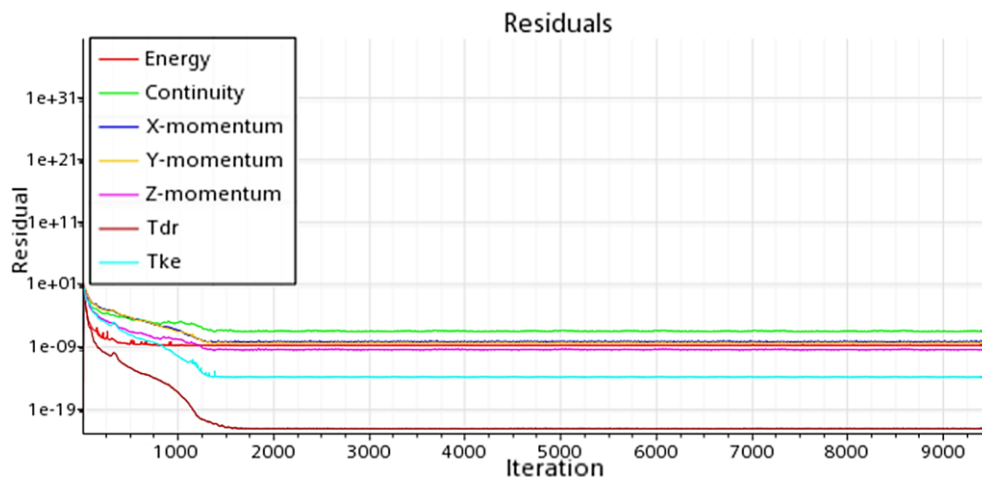
Program STAR-CCM+ to zaawansowane oprogramowanie do symulacji numerycznych, które znajduje szerokie zastosowanie w inżynierii komputerowej (CAE). Program umożliwia modelowanie i analizę różnorodnych zjawisk fizycznych w rzeczywistych warunkach pracy produktów. Dzięki integracji wielu modeli fizycznych w jednym środowisku, STAR-CCM+ w wersji 2020.2.1 Build 15.04.010 pozwala inżynierom na szczegółowe badania projektów bez konieczności tworzenia czasochłonnych i kosztownych prototypów. Oprogramowanie zainstalowano na komputerze PC (główne cechy PC: 2x procesor Intel XEON E5-2690v4 CPU, łącznie 28 rdzeni, 56 wątków, taktowanie 3,5 GHz). Symulacje numeryczne obejmowały obliczenia z następującymi zmiennymi parametrami eksperymentu: płyn roboczy w minikanale gorącym (FC-72 lub HFE-649) oraz minikanale zimnym (woda destylowana), materiał przegród wymienników (Haynes-230, miedź, srebro, szkło, krzem).

Do symulacji w programie wybrano jedną orientację przestrzenną, w której moduły ustawiono pod kątem 180° do poziomu.

Oprogramowanie wykorzystuje rozbudowany zestaw modeli fizycznych, który umożliwia symulację różnych procesów fizycznych, takich jak obliczeniowa mechanika płynów CFD (ang. *Computational Fluid Dynamics*). Jest również szeroko wykorzystywana do modelowania zagadnień wymiany ciepła przepływów wielofazowych, modelowanie przepływów płynów i gazów, w tym przepływów turbulentnych i laminarnych, mechanika ciał stałych (CSM) do której należą wymiana ciepła, przepływy wielofazowe.

Proces symulacji w STAR-CCM+

Przygotowano model geometryczny 3D w programie Solidworks, który importowano do programu STAR-CCM+. Następnie w oprogramowaniu definiowano geometrię oraz parametry materiałowe analizowanego modułu. Przetwarzanie wstępne w programie STAR-CCM+ obejmuje zdefiniowanie problemu oraz tworzenie geometrii przy użyciu wbudowanego narzędzia do tworzenia geometrii (3D-CAD) z elementami do importowania zewnętrznych modeli komputerowego projektowania (CAD - ang. *Computer-Aided-Design*), tworzenie siatki (*mesh*) i ustawianie fizyki dla poszczególnych warstw modelu obliczeniowego. Generacja siatki obliczeniowej w programie STAR-CCM+ pozwala na automatyczne lub ręczne generowanie siatki o różnej złożoności, w tym czworosiennej lub sześciosiennej siatki. Zastosowano zaawansowaną siatkę *polihedralną* (wielościenna), która oferuje lepszą dokładność i stabilność obliczeń. Siatkę warstwy przysiennej, zoptymalizowano pod kątem analizy przepływów turbulentnych oraz laminarnych. Następnie zdefiniowano warunki brzegowe i fizyczne, gdzie użytkownik określa parametry przepływu czynników roboczych, wymiany ciepła, warunki termiczne i właściwości materiałów. Kolejnym krokiem jest symulacja i analiza. Po uruchomieniu symulacji program rozwiązuje zestaw równań różniczkowych. Wyniki są prezentowane w postaci wizualizacji przepływów, wykresów i danych liczbowych. Dzięki dokładnym algorytmom numerycznym STAR-CCM+ pozwala osiągnąć wysoki poziom dokładności, na przykład poprzez uzyskanie zbieżności równania ciągłości na poziomie 10^{-9} . Natomiast *solvery* to matematyczne biblioteki oprogramowania, które przyjmują ogólną formę problemu i wyznaczają rozwiązanie [S9]. Dane generowane przez *solver* są przetwarzane za pomocą różnych narzędzi do wizualizacji danych. Zależność residuów od liczby iteracji, jest efektem obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ w omawianym szerzej przykładzie obliczeniowym, przedstawionym na rysunku 6.3. Podczas eksperymentów numerycznych przeprowadzono 10000 iteracji, przy założeniu, że residua osiągnąć powinny wartość poniżej 10^{-6} [S16]. Dalsze zwiększanie liczb iteracji nie przyniosło poprawy wyników, gdy residua osiągnęły stałą wartość. Analizując wyniki pokazane na rysunku 6.3 stwierdzono, iż po wykonaniu 1500 iteracji residua osiągnęły względnie stałą wartość poniżej 10^{-6} .

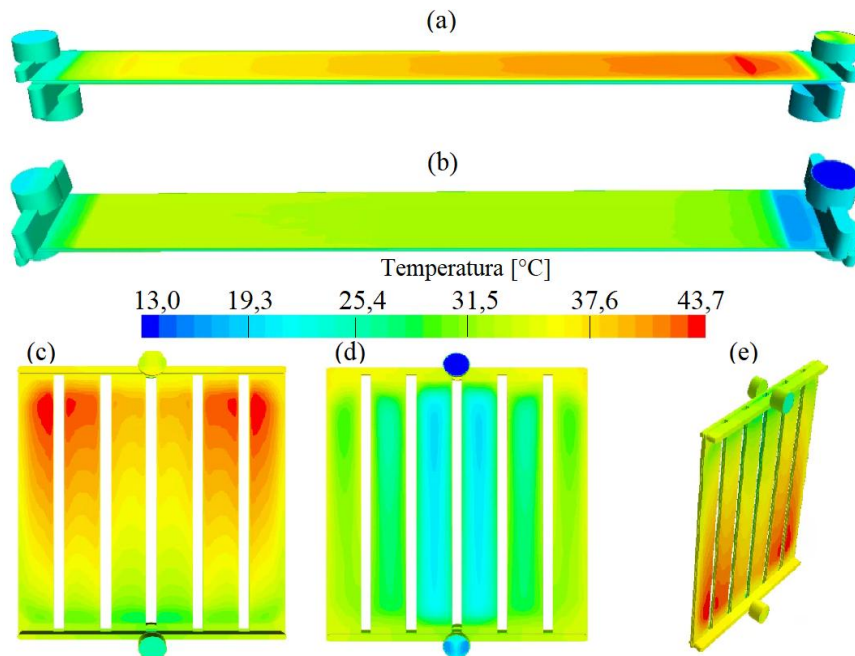


Rysunek 6.3 Przykładowy wykres z przebiegu residuów, zrzut ekranu z programu STAR na podstawie wyników eksperymentalnych dla wymiennika z dwoma minikanalami, przepływ przeciwpądowy dla płynu gorącego FC-72: $\dot{Q}_{m,FC} = 0,006$ kg/s oraz zimnego wody: $\dot{Q}_{m,W} = 0,006$ kg/s, orientacja 180°

Aby przedstawić rozkład wartości współczynników przejmowania ciepła na linii styku płyta-czynnik roboczy w programie Star CCM+, zastosowano funkcję *Derived Parts (Line Probe)*. Linia służy jako narzędzie do zbierania danych numerycznych, takich jak współczynniki przejmowania ciepła, temperatura itd. na całej zaznaczonej długości. Zastosowano funkcje wyświetlania (kreślenia) wyników symulacji w programie STAR-CCM+ za pomocą dwóch rodzajów dwuwymiarowych wykresów: monitor *Plots* (monitor wykresów) [S10] oraz *XY Plots* (XY Wykresy). Wykresy stosowano do śledzenia temperatur na powierzchniach płyt i temperatur płynów oraz współczynników przejmowania ciepła.

Opis modelu CFD

Do wygenerowania projektu wykorzystano model 3D-CAD (importowany z programu *Solidworks*) oparty na funkcjach w ramach programu STAR-CCM+. Na utworzonej geometrii zostały następnie wykonane operacje wyodrębnienia sekcji ciepłej oraz zimnej dla dwóch modułów z płytą grzejącą: rysunek 6.4a, b oraz z panelem słonecznym *PVT* rysunek 6.4c, d, e. Przez sekcję gorącą (minikanal gorący) przepływał czynnik roboczy FC-72, natomiast przez sekcję zimną (minikanal zimny) przepływała woda destylowana. Części i regiony zostały następnie przypisane do geometrii w celu integracji z procesem tworzenia siatki i symulacji.

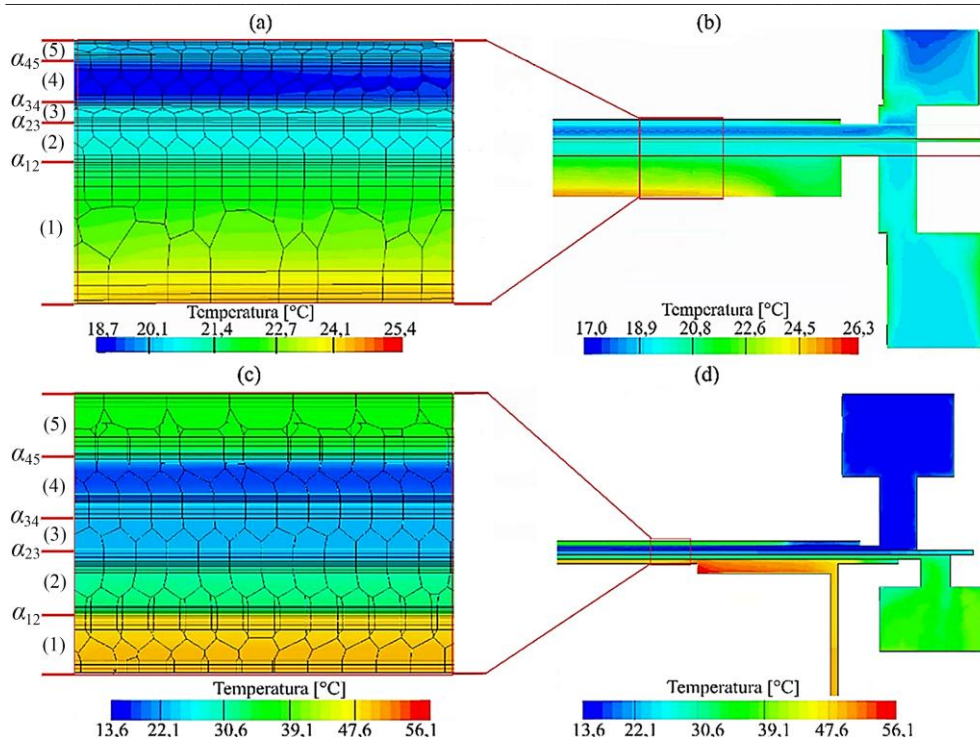


Rysunek 6.4 Rozkład temperatur dla dwóch sekcji wewnętrznych minikanalów gorących i zimnych: a) minikanalu gorącego od strony płyty grzejnej, b) minikanalu zimnego od strony płyty zamykającej, c) grupy sześciu minikanalów gorących od strony ogniwa słonecznego PV, d) od strony płyty zamykającej, e) wyodrębnione wszystkie minikanaly z całego modelu wymiennika PVT; wyniki z programu STAR-CCM+

W niniejszej analizie wymiary zastosowane w modelu uzyskano z projektu autorskiego wykonanego do obróbki CNC - frezowanie obudowy modułów w aluminium PA6 (rysunek 5.10 oraz rysunek B.3 (załącznik B (CD))) odwzorowanego w skali 1:1.

Generowanie siatki

Na rysunku 6.5 przedstawiono dwuwymiarowy rozkład temperaturowy w przekroju pokazującym siatkę numeryczną wykonaną w programie STAR-CCM+ dla dwóch modułów z płytą grzeją i grupą minikanalów. Siatkę zastosowano dla modułu z płytą grzejącą z dwoma minikanalami oraz z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów w takiej samej ilości 11 regionów.



Rysunek 6.5 Dwuwymiarowy rozkład temperatury w przekroju pokazujący siatkę numeryczną wykonaną w programie STAR-CCM+ dla: a) kanałów i czynników roboczych w odcinku testowym z ogniwem *PV* (ciała stałe i domeny) z siatką wielościenną z zastosowaniem warstw przyściennych; b) rozkład temperatury przekroju kanału wraz z wlotem kanału zimnego i wylotem kanału gorącego z ogniwem *PV*; c) kanałów i czynników roboczych w odcinku testowym z płytą grzejną (ciała stałe i domeny) z siatką wielościenną z zastosowaniem warstw przyściennych; d) widok rozkładu temperatury przekroju kanału wraz z wlotem kanału zimnego i wylotem kanału gorącego modułu z płytą grzejną; oznaczenia: (1), (2), (3), (4), (5) – objaśniono w tekście

Wiązało się to z utworzeniem siatki dla podobnych regionów w obu modułach jak na rysunku 6.5. Są to: płyta grzejna lub panel *PV* (1), domena z czynnikiem roboczym gorącym (2), płyta środkowa (3), domena z czynnikiem roboczym zimnym (4), płyta zamykająca (5). Modele wykonane w programie numerycznym, przedstawione na rysunku 6.5a, b i 6.5c, d ilustrują nałożone siatki obliczeniowe na widok rozkładu temperatury w przekroju modułu z widocznymi minikanalami oraz płytami. Rysunek 6.5c, d przedstawia układ zintegrowany z płytą grzejną. Płyty nagrzewane widoczne są od dołu dla przedstawionych dwóch modułów (1). Na rysunku 6.5a przedstawiono rozkład temperatury siatki warstw przyściennych modelu numerycznego z ogniwem *PV* gdzie: (1) – szyba z ogniwem fotowoltaicznym (4 warstwy przyścienne), (2) – minikanal gorący z Fluorinert FC-72 (4 warstwy przyścienne), (3) – środkowa miedziana płyta *Cu* (4 warstwy przyścienne), (4) – minikanal zimny z wodą destylowaną (4 warstwy przyścienne), (5) – miedziana płytka zamykająca

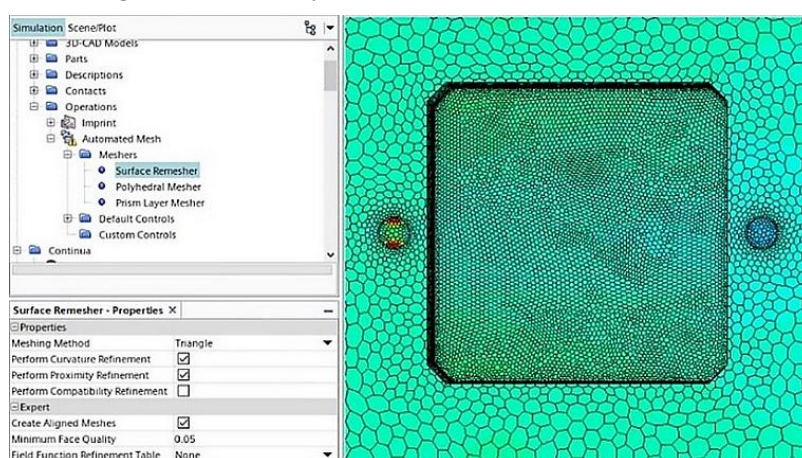
Cu (4 warstwy przyściennie). Na rysunku 6.5c przedstawiono rozkład siatki warstw przyściennych modelu numerycznego z rozkładem temperatury: (1) – płyta grzejna Haynes-230 [S6] (3 warstwy przyściennie), (2) – minikanal gorący z Fluorinert FC-72 (6 warstw przyściennych), (3) – środkowa miedziana płyta Cu (3 warstwy przyściennie), (4) – minikanal zimny z wodą destylowaną (6 warstw przyściennych), (5) – miedziana płytka zamykająca Haynes-230 [S6] (3 warstwy przyściennie). Przedstawiono również współczynniki przejmowania ciepła dla linii pomiędzy poszczególnymi warstwami: dla $\alpha_{12}(x)$ na styku ogniwo PV – powierzchnia styku z czynnikiem roboczym FC-72, $\alpha_{23}(x)$ czynnik roboczy FC-72 – płyta miedziana, $\alpha_{34}(x)$ płyta miedziana – woda destylowana, $\alpha_{45}(x)$ woda z płytą zamykającą. Na rysunku 6.5b przedstawiono obszar wlotowy do minikanalu gorącego i obszar wylotowy z minikanalu zimnego oraz rozkład temperatur dla poszczególnych warstw modułów. Analiza tych modeli pozwala na ocenę rozkładu temperatur oraz optymalizację przepływów w obrębie analizowanego systemu. Moduły różnią się w liczbie minikanalów, grubością płyt grzejnych oraz powierzchnią płyt środkowych i zamykających.

Na początku konfiguracji siatki w programie STAR-CCM+ wyznaczono obszar analizy, który obejmował cały moduł, (w tym płytę grzejną, minikanaly, płytę środkową, płytę zamykającą) i inne elementy istotne dla działania systemu. Następnie określono granice obszaru analizy, aby uniknąć nadmiernego rozmiaru siatki. Jeśli obszar jest zbyt duży, analiza może być czasochłonna i wymagać większych zasobów obliczeniowych komputera.

Skonfigurowano również odpowiednie warunki brzegowe w programie STAR-CCM+. Określono temperaturę początkową, ciśnienie, gęstość strumienia ciepła i inne warunki graniczne, które wpływają na zachowanie systemu. Kolejnym krokiem był wybór rodzaju siatki. Dla dwóch przedstawionych modułów wybrano siatkę hybrydową (ang. *polyhedral hybrid mesh*). Rozmiar i gęstość elementów siatki zależy od charakterystyki geometrii według najmniejszej warstwy modułu (płyta środkowa). Eksperymentowano z różnymi konfiguracjami siatki i dostosowano ją do konkretnych potrzeb. Dobranie rodzaju oraz wielkości siatki obliczeniowej jest ważnym aspektem do przeprowadzenia dobrych analiz numerycznych i otrzymania poprawnych wyników obliczeń. Wszystkie najważniejsze elementy modułów zostały odwzorowane w postaci trójwymiarowego numerycznego modelu w programie STAR-CCM+. Zastosowano siatki *polihedralne* o wielkości 0,5 mm oraz w drugiej próbie 0,3 mm. Aby uwiarygodnić wyniki przeprowadzono obliczenia na różnych rozmiarach podstawowych siatek. Podczas zmiany siatki na większą otrzymano różnice w wynikach oraz wzrost o 0,92%, w innym wyniku otrzymano wzrost o 0,19%. Przedstawione wartości świadczą o tym, że elementy są wystarczająco małe oraz odpowiedniej jakości siatki. Dla płynów oraz płyt grzewczych oraz płyty środkowej i zamykającej modułu ustawiono siatkę o nominalnym rozmiarze dziesięciokrotnie mniejszym od wielkości siatki dla większych elementów modułu (0,05 mm). Na domenach czynników roboczych, ustawiono warstwy przyściennie (zastosowana opcja: ang. *Number of Prism Layers*). W obszarach, które tego wymagają, algorytmy programu samoczynnie zagęszczają siatkę (rysunek 6.5). Płyta PV

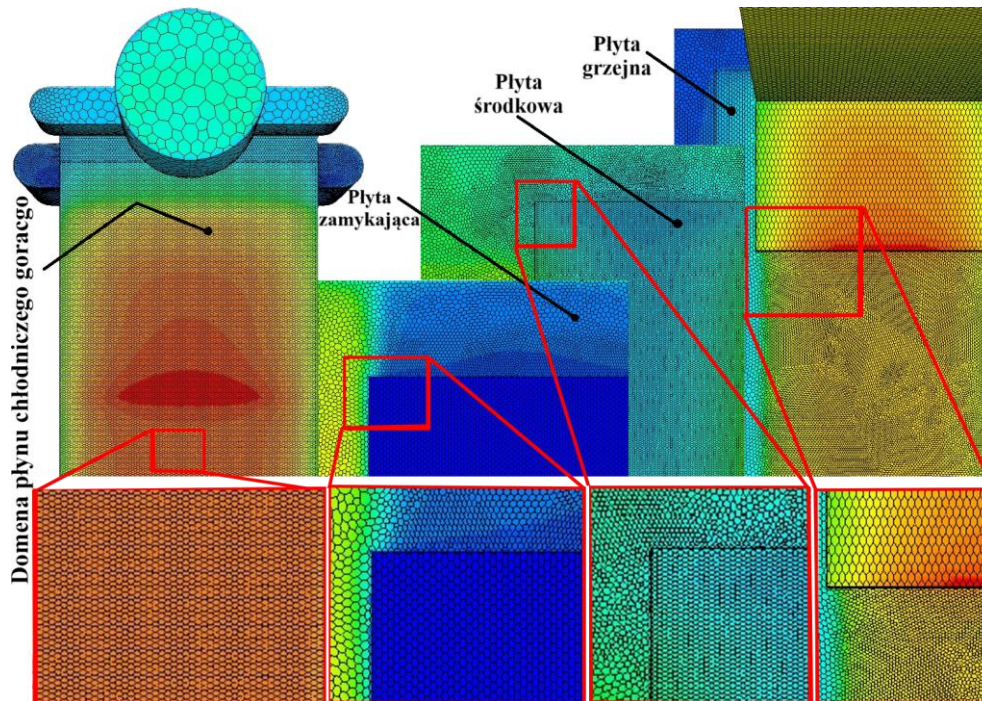
ze szkłem hartowanym (rysunek 6.5a – (1)) o grubości 3,2 mm posiada 10 warstw siatki w przekroju natomiast płyta grzejna z Haynes-230 o grubości 0,45 mm (rysunek 6.5c – (1)), posiada 4 warstwy.

Zastosowano funkcję *ponowne siatkowanie* (*Surface Remesher*) powierzchni w programie STAR-CCM+, która została zaprojektowana do optymalizacji i polepszenia jakości istniejących modeli siatek objętościowych poprzez ponowne siatkowanie powierzchni [S10]. Ponadto, umożliwia ponowną triangulację (rozbicie bardziej skomplikowanych powierzchni na trójkąty) opierając się na określonej przez użytkownika długości krawędzi rysunek 6.6.



Rysunek 6.6 Widok ustawień wraz z siatką powierzchni początkowej na podstawie modułu z ogniwem solarnym *PV* opracowanie własne na podstawie zrzutu ekranu z programu STAR-CCM+

Rysunek 6.7 ilustruje rodzaj siatki nałożonej na wybrane elementy modułu. Zaobserwowano, iż siatka wygenerowana przez program, została automatycznie zagęszczona przy krawędziach, otworach.



Rysunek 6.7 Siatka *polihedralna* na przykładzie modułu z dwoma minikanalami, widok fragmentu domeny płynu chłodniczego gorącego oraz płyty zamykającej, środkowej i płyty grzejnej.

Siatka domeny płynu oraz płyty grzejnej, środkowej, zamykającej jest bardziej zagęszczona niż na zewnętrznych elementach modułu. Zastosowano warstwę pryzmatycznych elementów siatki „*prism layer Mesher*” (rysunek 6.7), która w programie jest zdefiniowana przez parametry grubości, liczby warstw komórek, rozkładu grubości warstw oraz funkcji używanej do generowania siatki [69]. Warstwa komórek w programie umożliwia *solverowi* dokładne określenie przepływu przyściennego i pozwala na wykorzystywanie różnych modeli siatki do symulacji lokalnych cech przepływu, takich jak separacja wraz z siłami i przenoszeniem ciepła na ścianach. Model siatki ma duże znaczenie dla poprawnego określenia warunków brzegowych, które są istotne do wykonania bilansu mocy w przepływie. Modele siatki zależą od metody analitycznej lub numerycznej wykorzystywanego *solvera* i muszą być starannie dobrane do określonej geometrii przepływu, które przedstawiono w tabeli 6.1. Całkowita liczba komórek siatki poszczególnych regionów wygenerowanych na podstawie tych specyfikacji przedstawiona została również w tej tabeli.

Specyfikację ustawień siatki dla modelu z płytą grzejną podano w tabeli B.2 (załącznik B) oraz z panelem fotowoltaicznym w tabeli B.3 (załącznik B). Przedstawione ustawienia siatki w tabeli B.2 (załącznik B) w programie STAR-CCM+ mają odpowiednią ilość komórek dla danego modelu i mogą zapewnić dobrą jakość siatki numerycznej przedstawionej w tabeli B.3 (źródło: załącznik B).

Tabela 6.1 Liczba komórek siatki poszczególnych regionów dla modułu z płytą grzejącą oraz modułu z ogniwem słonecznym

Liczba komórek siatki poszczególnych regionów dla modułu z płytą grzejącą. (ang. <i>faces</i> – powierzchnie siatki; ang. <i>verts</i> – wierzchołki)	
Minikanał zimny (<i>index</i> 24):	1989284 komórek, 8286100 <i>faces</i> , 4887501 <i>verts</i> .
Minikanał gorący (<i>index</i> 23):	1834547 komórek, 7601131 <i>faces</i> , 4462356 <i>verts</i> .
Obudowa 2 (<i>index</i> 26):	618334 komórek, 2823405 <i>faces</i> , 1827739 <i>verts</i> .
Uszczelka 1 (<i>index</i> 30):	315782 komórek, 1298490 <i>faces</i> , 759207 <i>verts</i> .
Płyta zamykająca (<i>index</i> 27):	962874 komórek, 4069712 <i>faces</i> , 2622615 <i>verts</i> .
Uszczelka 4 (<i>index</i> 33):	466116 komórek, 1945046 <i>faces</i> , 1241470 <i>verts</i> .
płyta środkowa miedziana (<i>index</i> 29):	1425426 komórek, 6038880 <i>faces</i> , 3898356 <i>verts</i> .
Uszczelka 3 (<i>index</i> 32):	468044 komórek, 1952826 <i>faces</i> , 1246326 <i>verts</i> .
płyta grzewcza (<i>index</i> 28):	1367792 komórek, 5785973 <i>faces</i> , 3661111 <i>verts</i> .
Uszczelka 2 (<i>index</i> 31):	255667 komórek, 1036313 <i>faces</i> , 597796 <i>verts</i> .
obudowa 1 (<i>index</i> 25):	596318 komórek, 2788050 <i>faces</i> , 1845817 <i>verts</i> .
Liczba komórek siatki poszczególnych regionów dla modułu z ogniwem słonecznym	
Domena1-zimny (<i>index</i> 0):	246443 komórek, 1002857 <i>faces</i> , 612840 <i>verts</i> .
Domena2-gorący (<i>index</i> 1):	271200 komórek, 1108575 <i>faces</i> , 679900 <i>verts</i> .
Obudowa (<i>index</i> 2):	373682 komórek, 1707060 <i>faces</i> , 1137093 <i>verts</i> .
Panel PV (<i>index</i> 3):	224864 komórek, 944363 <i>faces</i> , 586946 <i>verts</i> .
Uszczelka1 (<i>index</i> 6):	69444 komórek, 277730 <i>faces</i> , 165292 <i>verts</i> .
Uszczelka2 (<i>index</i> 7):	230227 komórek, 931547 <i>faces</i> , 563817 <i>verts</i> .
Uszczelka3 (<i>index</i> 8):	220120 komórek, 889907 <i>faces</i> , 538570 <i>verts</i> .
Płyta 3 (<i>index</i> 4):	183178 komórek, 784152 <i>faces</i> , 539105 <i>verts</i> .
Płyta środkowa (<i>index</i> 5):	83938 komórek cells, 420582 <i>faces</i> , 426486 <i>verts</i> .
Uszczelka4 (<i>index</i> 9):	61824 komórek, 256771 <i>faces</i> , 158285 <i>verts</i> .

Opis fizyczny zagadnienia

Przyjęte warunki początkowe w tabeli B.4 (załącznik B) i w tabeli B.5 (załącznik B) modele fizyczne, warunki brzegowe zostały zastosowane w niniejszej pracy. Podano założone warunki początkowe w programie STAR-CCM+, zbliżone do rzeczywistych warunków eksperymentalnych. Warunki te pozwoliły na uruchomienie i stabilizację systemu obliczeniowego w programie, umożliwiając tym samym przedstawienie oraz porównanie obliczeń danych symulacyjnych z danymi pomiarowymi na stanowiskach badawczych.

Równania rządzące procesem - obliczenia w programie STAR-CCM+

Równania rządzące przepływem w programie STAR-CCM+ konfigurowano w różnych miejscach, w zależności od rodzaju analizy i modelu przepływu. *Panel Solver Settings* (Ustawienia *Solvera*): równania rządzące przepływem oraz związane z nimi parametry, takie jak rodzaj modelu turbulencji, rozwiązywane są w sekcji *Solver Settings*. W tej sekcji można dostosować wiele ustawień numerycznych i fizycznych związanych z równaniami. Równania modelu ciągłości, pędu, energii i turbulencji czynnika roboczego mają wpływ na przewidywanie temperatur czynników

chłodniczych, temperatur ścianek [S10]. W zależności od konkretnego modelu przepływu i analizy, istnieją różne warianty wyboru opisu procesów fizycznych, które pozwalają na konfigurację równań rządzących. W przypadku analizy przepływu turbulentnego, istnieją ustawienia modelu turbulencji, które wpływają na równania turbulencji. W sekcji warunków brzegowych (ang. *Boundary Conditions*) można dostosować warunki na granicy obszaru analizy. Te warunki również wpływają na rozwiązania równań przepływów. Równania przepływu są związane z właściwościami ciał stałych i płynów, takimi jak lepkość kinematyczna czy przewodnictwo cieplne, które są zadawane. Dla analizy przepływu wielofazowych równania rządzące są związane z równaniami przepływu dla różnych faz, a ustawienia są dostosowywane w panelu związanym z analizą wielofazową. Należy jednak zauważyć, że niektóre równania są standardowe i ich zastosowanie nie zależy od wyboru modeli przez użytkownika CFD [S8]. W programie STAR-CCM+ nie można zmieniać samych równań rządzących przepływem, ponieważ są one ściśle zdefiniowane wewnętrznie w programie na podstawie wybranego modelu i ustawień opisujących warunki fizyczne [S10]. Oznacza to, że konkretne równania rządzące, takie jak równania pędu U , V i W , równania bilansu energetycznego oraz modelowanie turbulencji (na przykład, model κ - ϵ), są częścią wewnętrznych mechanizmów programu i są sztywno przypisane [S9], [12].

Współczynnik przejmowania ciepła w kodzie programu STAR-CCM+

Program STAR-CCM+ oferuje kilka metod obliczania współczynników przejmowania ciepła, korzystając z równań kryterialnych i funkcji pola. W metodzie funkcji pola, współczynnik α jest wyznaczany według różnych metod i narzędzi w zależności od analizowanego przypadku:

Lokalny współczynnik przejmowania ciepła w programie jest obliczany wyłącznie na podstawie informacji o polu przepływu i wyrażany zależnością (2.5) [186,13,69], [S15].

- Funkcje, które należy włączyć w oprogramowaniu: *Physics Models, Heat Transfer* $\rightarrow$ *Convective Heat Transfer* lub *Conjugate Heat Transfer*.

Współczynnik przejmowania ciepła z gradientu temperatury w warstwie przyściennej można zdefiniować w następujący sposób zależnością (2.3), (2.4) [186,13,69], [S15]:

- Funkcje do włączenia w programie: *Physics Models, All y+ Wall Treatment* lub *Low y+ Wall Treatment*.

Współczynnik przejmowania ciepła w oparciu o liczbę Nusselta [S15], która jest bezwymiarową wielkością charakteryzującą stosunek transportu ciepła poprzez konwekcję do transportu ciepła przez przewodzenie w danym ośrodku:

- Funkcje do włączenia w programie: *Physics Models, Segregated Flow, Coupled Flow*.
- Funkcje w programie do skonfigurowania liczby Nusselta - *Field Function* [186,13]:

Współczynnik przejmowania ciepła podczas naturalnej konwekcji:

Program przedstawia intensywność wymiany ciepła przez konwekcję w porównaniu do przewodnictwa cieplnego jako wyrażenie (6.21) oraz jako zależność [186,13]:

$$Nu = C \cdot Ra^n \quad (6.19)$$

gdzie: Ra – liczba Rayleigha [-], C – stała współczynnika proporcjonalności [-],

Liczba Rayleigha opisuje intensywność konwekcji swobodnej. Jeżeli $Ra > 10^9$, przepływ jest turbulentny, a dla $Ra < 10^9$ jest laminarny.

Wartość C zależy od warunków przepływu i geometrii układu. Jest dobierana na podstawie eksperymentów lub literatury naukowej [186,13].

$$Nu = Ra = Gr \cdot Pr, \quad Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_s - T_f) \cdot L^3}{\nu^2} \quad (6.20)$$

gdzie: Gr – Liczba Grashofa [-], opisuje stosunek sił wyporu do sił lepkości, Pr – Liczba Prandtla [-], opisuje stosunek dyfuzji pędu do dyfuzji ciepła, g – przyspieszenie ziemskie [m/s^2], β – współczynnik rozszerzalności cieplnej (dla gazów: $\beta = 1/T$, gdzie T to temperatura [K^{-1}]), T_s – temperatura powierzchni [K], T_f – temperatura płynu w warstwie przyściennej [K], L – długość charakterystyczna (długość płyty) [m], ν – kinematyczny współczynnik lepkości dynamicznej [m^2/s].

Funkcje w programie do włączenia modelu fizyki: *Physics Models*, *Gravity*, *Natural Convection*, *Conjugate Heat Transfer*.

Współczynnik przejmowania ciepła dla przepływu przez porowate media

W przypadku przepływów przez porowate materiały program STAR-CCM+ pozwala na obliczenie współczynnika przejmowania ciepła uwzględniając lokalne wartości temperatury. Funkcje do włączenia w programie: fizyka modelu: *Physics Models Porous*, *Media Model*, *Conjugate Heat Transfer*, *Field Function* [S15].

W programie STAR-CCM+ definiuje się kilka rodzajów współczynników przejmowania ciepła opartych na standardowych wzorach dostępnych w publikacji [13]. Wśród nich występują: lokalny współczynnik przejmowania ciepła (ang. *Local Heat Transfer Coefficient*) [S15], *Specified Heat Transfer Coefficient* polega na zdefiniowaniu stałej wartości współczynnika przejmowania ciepła dla całej powierzchni. [S15]. *Virtual Heat Transfer Coefficient* polega na uśrednianiu wartości współczynnika przejmowania ciepła wzdłuż powierzchni [186].

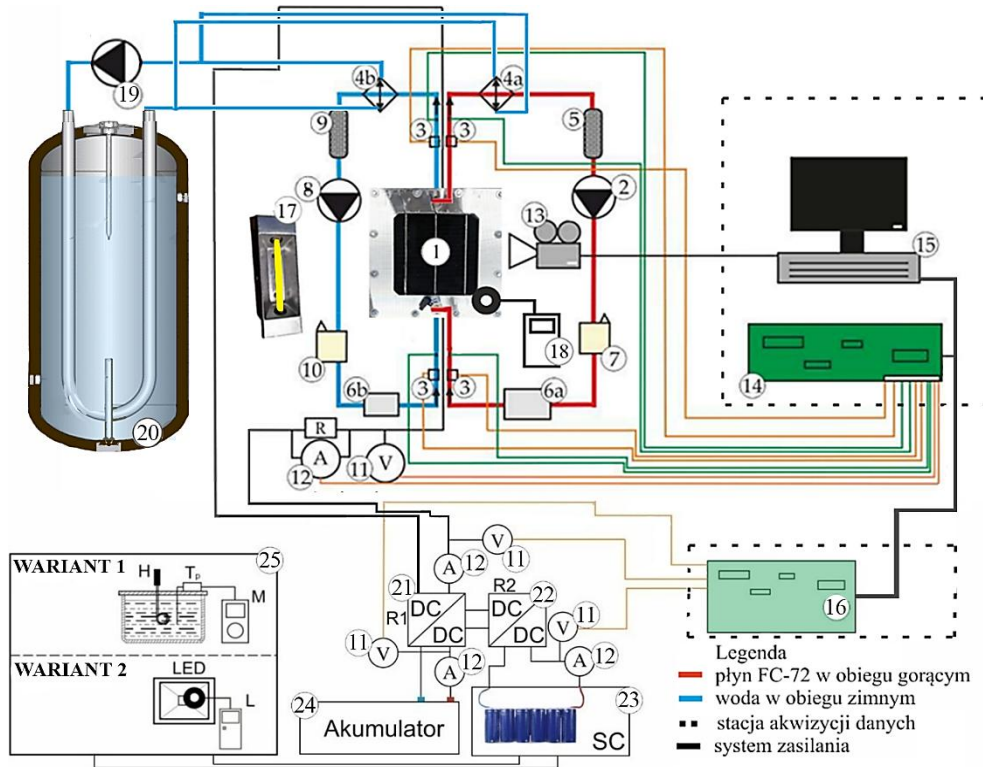
7. METODY OBLICZENIOWE DO WYZNACZENIA EFEKTYWNOŚCI PRACY INSTALACJI FOTOWOLTAICZNEJ

7.1. Streszczenie

W rozdziale przedstawiono zastosowanie opracowanych metod obliczeniowych do wyznaczenia efektywności pracy instalacji fotowoltaicznej. Zaprezentowano schemat poszczególnych elementów stanowiska badawczego wraz z modułem testowym, dwoma obiegami „gorącym” i „zimnym”, system magazynowania energii i system akwizycji danych. Przedstawiono charakterystykę mocy wyjściowej zespołu paneli fotowoltaicznych. Opisano parametry i czynniki wpływające na straty wydajności modułów oraz parametry znamionowe układu regulatorów ładowania. W ostatniej części rozdziału wyznaczono podstawowe parametry opisujące pracę modułów *PVT* pod obciążeniem oraz średnią temperaturę z minikanalów chłodzących elementy instalacji fotowoltaicznej. Sformułowano wnioski wynikające z przeprowadzonej analizy porównawczej panelu bez chłodzenia oraz chłodzonego minikanalami ogniwa słonecznego. Następnie zdefiniowano moc cieplną, sprawność cieplną dla zadanej gęstości strumienia ciepła na powierzchni ogniwa słonecznego. Opisano i analizowano wpływ gęstości strumienia ciepła na napięcie prądu nagrzewanego ogniwa słonecznego oraz dla chłodzonego ogniwa. Określono optymalne punkty pracy dla danego układu chłodzenia z dwoma minikanalami, aby zapewnić maksymalną wydajność przy minimalnej konsumpcji energii.

7.2. Charakterystyka elementów instalacji fotowoltaicznej

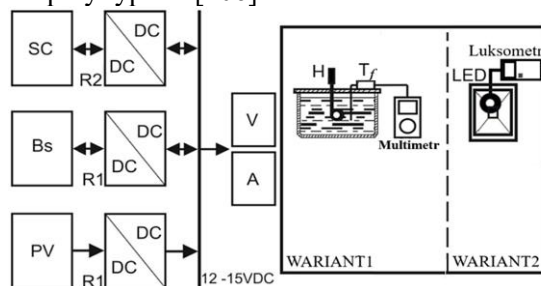
Stanowisko badawcze zawierające instalację fotowoltaiczną *PV* składa się z kilku podstawowych elementów, które są niezbędne do prawidłowej pracy i wydajnego wytwarzania energii elektrycznej oraz cieplnej. Kluczowe elementy instalacji fotowoltaicznej przedstawiono na rysunku 7.1.



Rysunek 7.1 Schemat poszczególnych elementów stanowiska badawczego: 1 – moduł testowy z mikanalami, 2, 8 – pompy cyrkulacyjne, 3 – przetwornik ciśnienia, 4a, 4b – wymiennik ciepła, 5, 9 – filtry, 6a – przepływomierz masowy Coriolisa, 6b – przepływomierz magnetyczny, 7, 10 – separator powietrza, 11 – woltomierz, 12 – amperomierz, 13 – kamera termowizyjna, 14, 16 – stacja akwizycji danych, 15 – komputer PC, 17 – żarówka halogenowa, 18 – luksometr, 19 – pompa wody obiegowa, 20 – wymiennik c.w.u. 80 l z węzownicą, 21 – regulator ładowania PWM, 22 – regulator ładowania impulsowy, 23 – superkondensatory (SC), 24 – akumulator (Bs), 25 – grzałka (wariant 1) lub lampka LED (wariant 2), (R) – rezystor, R1 i R2 – regulator ładowania

Rysunek 7.2 ilustruje schemat systemu magazynowania energii, składający się z panelu fotowoltaicznego wykorzystujący akumulatory (Bs) oraz superkondensatory (SC) jako magazyn energii. Głównymi elementami stanowiska badawczego zainstalowanego na mobilnej konstrukcji są: monokrystaliczne ogniwo fotowoltaiczne (PV) (1), akumulator żelowy (Bs) typu AGM model MWL 120-12h (24), sześć superkondensatorów (SC) typu BCAP-3000P połączonych szeregowo (23) oraz regulatory ładowania R1 (21) i R2 (22). Wytworzony w ogniwie PV (1) prąd stały przekazywany jest do solarnego regulatora napięcia PWM (R1) (21) oraz magazynu energii (24). Superkondensatory posiadają impulsowy stopniowy regulator ładowania napięcia (R2) (22) podłączony do akumulatora (24), którego zadaniem jest ładowanie SC oraz zabezpieczenie przed przeładowaniem, przebiegunowaniem, zwarcie układu połączonych SC. Po naładowaniu SC energia jest przesyłana przez diodę

Schottky'ego o nominalnych parametrach pracy: 300 A i 30 V, która zabezpiecza układ przed przebiegunowaniem *SC* do wyjścia na odbiorniki. Na wyjściu z układu diody prąd mierzony jest za pomocą amperomierza 400 A (A) i woltomierza (V) oraz rejestrowany za pomocą stacji akwizycji danych *DAQBoard* 3000 (16). Podstawowe parametry regulatorów ładowania napięcia podano w tabeli 7.1 a paneli i ogniw *PV* podano w tabeli 7.2. Parametry znamionowe pracy układu *Bs* i *SC* przedstawiono w tabeli 7.3. System odbioru prądu wyposażono w grzałkę (*H*) (25) o parametrach znamionowych pracy: napięcie - 12 V i moc - 200 W lub lampę LED o mocy nominalnej 50 W i napięciu prądu 12 V. Do pomiaru natężenia oświetlenia zastosowano luksomierz firmy *Voltcraft* typ PL-110SM (*Solar Radiation Measuring Instrument*) (18), (25) [S.13]. Do pomiaru temperatury otoczenia i wody w zbiorniku wykorzystano termopary typu K [206].



Rysunek 7.2. System magazynowania energii, oparty na systemie *PV* współpracującym z obciążeniem 12V wykorzystującym *SC* oraz *Bs*: *PV* – panel fotowoltaiczny, *Bs* – akumulatory, *SC* – superkondensatory, R1 – regulator ładowania *PWM*, R2 – regulator ładowania impulsowy, A – amperomierz, V – woltomierz, *H* – grzałka, LED – lampa LED, *T_f* – temperatura czynnika roboczego mierzona termoparą

Na stanowisku badawczym możliwe jest równoległe ładowanie *SC* i *Bs*. W przypadku, gdy *Bs* są w pełni naładowane, energia jest przekierowana do układu ładowania *SC*. W układzie zastosowano przewody z miedzi miękkiej. Układ *SC* połączono szeregowo. Sumaryczna wartość rezystancji całego układu wynosi 4,2 mΩ (nie licząc rezystancji podłączonego odbiornika do układu), a moc – 5 kW. Napięcie na wyjściu w pełni naładowanego układu *SC* ma wartość 15 V, a natężenie prądu 700 A [206].

Tabela 7.1 Parametry znamionowe układu regulatorów ładowania

Regulator ładowania R1						
Napięcie znamionowe	Napięcie wejściowe min	Prąd ładowania max	Prąd obciążenia max	Technologia ładowania	Czas ładowania	Ładowanie natężeniem prądu wyjściowego
V	V	A	A		h	A
12	10,5	60	60	PWM	od 1 do 24	od 0 do 60
Regulator ładowania impulsowy R2						
12-15	6	30	30	impulsowo	0,02778	400

Tabela 7.2 Parametry znamionowe panelu i ogniwa PV

Parametry znamionowe panelu PV							
Model	Typ	Tolerancja mocy	Napięcie układu	Napięcie nominalne [V _{mp}]	Natężenie prądu ładowania	Moc układu PV	Sprawność ogniw
		%	V	V	A	W	%
SGM-170W	monokryształowy	± 3	12	17,8	9	169,9	18,43
Parametry znamionowe ogniwa PV							
TSS65TN	monoc-Si, Half Cut	±3	9,26	0,55	8,76	4,81	19,60

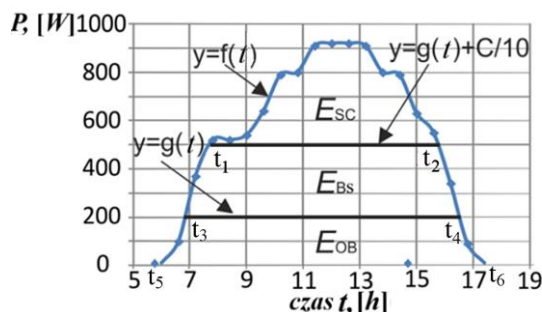
Tabela 7.3 Parametry znamionowe zespołu Bs i SCs

Parametry pracy układu Bs i SC						
Element	Liczba	Model	Pojemność	Napięcie	Pojemność energetyczna	Gęstość energii
	szt		Ah	V	Wh	Wh/kg
Bs	2	MWL 120-12 h	240	12	2000	84,80
SC	6	BCAP 3000	13,5	16,2	218,7	60,75

Do analizy wyników pracy układu i oszacowania jego efektywności na stanowisku badawczym wykorzystywane jest obciążenie układu Bs, SC oraz ogniwa PV realizowane w dwóch wariantach:

- analiza czasu nagrzania wody w izolowanym zbiorniku o pojemności 1 dm³ z grzałką o mocy 200 W do temperatury 45°C (wariant 1),
- pomiar uzyskanej mocy i intensywności oświetlenia lampy LED o mocy 50 W (wariant 2). Badania były wykonywane w warunkach laboratoryjnych na terenie Kielc 15 maja 2018 roku, przy ciśnieniu atmosferycznym 992,6 hPa i temperaturze otoczenia 27,7 °C.

Na rysunku 7.3 zaprezentowano dzienny przebieg mocy wyjściowej zespołu paneli fotowoltaicznych o mocy 680 W, podobnie jak w pracy [206].



Rysunek 7.3 Charakterystyka mocy wyjściowej zespołu paneli fotowoltaicznych; E_{SC} – energia zmagazynowana w SC, E_{BS} – energia zmagazynowana w BS, E_{OB} – energia pobrana przez obciążenie

Analogicznie do pracy [75], energię wyprodukowaną przez zespół paneli fotowoltaicznych, zmagazynowaną w BS, SC oraz wykorzystaną przez odbiorniki prądu zdefiniowano jako:

$$E_{OB} = E_{PV} - E_{BS} - E_{SC} \quad (7.1)$$

$$E_{PV} = \int_{t_5}^{t_6} f(t) dt \quad (7.2)$$

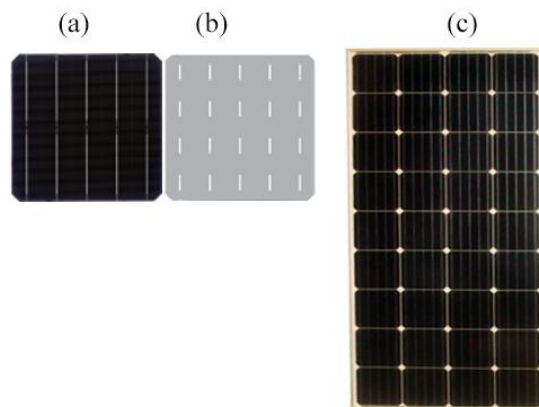
$$E_{SC} = \int_{t_1}^{t_2} \left(f(t) - g(t) - \frac{C}{10} \right) dt \quad (7.3)$$

$$E_{BS} = \int_{t_3}^{t_4} (f(t) - g(t)) dt - E_{SC} \quad (7.4)$$

gdzie: E_{OB} – energia przekazana do odbiorników, E_{PV} – energia wyprodukowana przez zespół paneli fotowoltaicznych, E_{SC} – energia magazynowana w SC, E_{BS} – energia magazynowana w akumulatorach, C – pojemność akumulatora [206].

Przyjęto z przeprowadzonych badań gęstości strumienia ciepła wynoszące od 400 W/m² do 2000 W/m². W miesiącach letnich w Warszawie średnie miesięczne globalne nasłonecznienie waha się od 140 do 180 kWh/m², przy czym natężenie promieniowania słonecznego w południe osiąga poziom nawet od 700 do 950 W/m² (rysunek 7.3), natomiast najniższe miesięczne nasłonecznienie występuje w grudniu, z zaledwie 11-12 kWh/m² dla Warszawy, gdy natężenie promieniowania słonecznego wynosi 200 W/m² w południe [20].

Ogniwo fotowoltaiczne Stanowi podstawowy element modułu fotowoltaicznego, który jest odpowiedzialny za przekształcanie energii promieniowania słonecznego w energię elektryczną. Na rysunku 7.4a, b przedstawiono widok z przodu i z tyłu badanego ogniwa, natomiast na rysunku 7.4c widok panelu fotowoltaicznego z zestawem 36 takich ogniw.



Rysunek 7.4 Widok monokrystalicznego ogniwa fotowoltaicznego zastosowanego podczas badań na stanowisku badawczym: a) widok z przodu, krzem c-Si biegun (-), b) widok z tyłu aluminium (grubość warstwy 0,12 mm) biegun (+), wymiary: 156,75 mm x 156,75 mm oraz 0,25mm grubości, c) widok całego modułu fotowoltaicznego z 36 ogniwami

Ogniwo słoneczne przedstawione na rysunku 7.4a, b, to 6-calowe ogniwo mono c-Si, z serii *Half Cut* model TSS65TN [S11]. *Half Cut* to technologia stosowana w panelach fotowoltaicznych, która polega na podziale pojedynczych ogniw na połowę i połączeniu ich w sposób umożliwiający osiągnięcie wyższej mocy przy zachowaniu mniejszych wymiarów panelu. Zastosowanie technologii *Half Cut* umożliwia zwiększenie wydajności paneli fotowoltaicznych i jednocześnie redukcję strat spowodowanych przez zaciemnienie *PV* oraz wzrost temperatury. Ogniwa mogą mieć ciemnoniebieski lub niebieski kolor rysunek 7.4b.

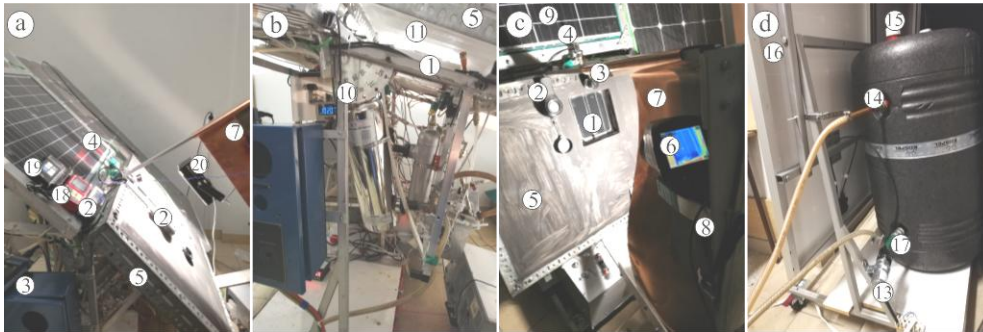
Na rysunkach 7.5 i 7.6 przedstawiono widok stanowiska badawczego solarnego mobilnego z jego komponentami, którego głównym elementem jest zainstalowany minikanalowy wymiennik ciepła *PVT* z ogniwem solarnym (1).



Rysunek 7.5 Widok z tyłu stanowiska badawczego hybrydowego systemu fotowoltaicznego: 1 – minikanałowy wymiennik ciepła *PVT*, 2 – rurowy wymiennik ciepła na obiegu zimnej wody, 3 – skrzynka metalowa z regulatorem solarnym *PWM*, 4 – regulatory obrotów pomp, 5 – pompa magnetyczna obiegu zimnego, 6 – pompa magnetyczna obiegu gorącego, 7 – minikanałowy wymiennik ciepła z panelem słonecznym, 8 – stacja akwizycji danych, 9 – zasilacz laboratoryjny DC, 10 – akumulator *AGM* 120Ah, 11 – komputer ze stacją akwizycji danych, 12 – duży panel solarny, 13 – monitor LCD, 14 – wymiennik rurowy do chłodzenia czynnika roboczego gorącego, 15 – przepływomierz magnetyczny na obiegu cieczy zimnej, 16 – przetwornik ciśnienia na wlocie do modułu testowego (obieg zimny), 17 – przetwornik ciśnienia na wylocie z modułu testowego (obieg gorący), 18 – miernik laboratoryjny

Następnie zamontowano rurowy wymiennik ciepła (2) na obiegu zimnej wody, którego zadaniem jest ochładzać w obiegu zimnym ciecz wprowadzaną do badanego wymiennika minikanałowego *PVT* do temperatury w zakresie 15-18°C. W celu ładowania akumulatorów z paneli *PV* zamontowano w skrzynce metalowej regulator solarny *PWM* (3). Aby ustawić przepływ czynników roboczych w obiegach zainstalowano dwa regulatory obrotów pomp magnetycznych (4). Na rysunku 7.5b widoczne są dwie pompy magnetyczne obiegu zimnego (5) i obiegu gorącego (6). W górnej części zainstalowano większy minikanałowy wymiennik ciepła (7) z panelem słonecznym o mocy 55 W i napięciu 18 V z 18 minikanałami o długości 0,48 m i szerokości minikanału 0,02 m. Aby rejestrować dane z pomiaru ciśnienia na wlocie i wylocie z minikanałów oraz temperatury skonfigurowano stację akwizycji

danych (8). Na stanowisku znajdują się również przepływomierz (9), zasilacz laboratoryjny DC (10), akumulator AGM 120 Ah (10) opcjonalny, który zbiera nadwyżkę prądu z paneli słonecznych, komputer PC (11) ze stacją akwizycji danych *DaqBoard* 3000 na złączu PCI oraz monitor LCD 17 cali (13). Zamontowano również panel solarny (12) o mocy 190 W oraz drugi wymiennik rurowy (14) do ochładzania czynnika roboczego w obiegu gorącym. Aby zmierzyć prędkość przepływu czynnika roboczego zamontowano przepływomierz magnetyczny SM6000 (15) na obiegu cieczy zimnej. Mierzono również ciśnienie na wlotach i wylotach z minikanalów za pomocą czterech przetworników ciśnienia (16), (17) *Wika* A-10 do modułu testowego (obieg zimny, gorący) oraz do pomiaru natężenia prądu z ogniwa PV, miernik laboratoryjny (18).



Rysunek 7.6 Widok z przodu stanowiska badawczego hybrydowego systemu fotowoltaicznego: 1 – minikanalowy wymiennik ciepła *PVT*, 2 – sonda światłoczuła luksometru *Votcraft* PL-1105SM, 3 – sonda natężenia oświetlenia *Delta* OHM LP47 z foto-radiometrem *Delta* OHM HD2102.1, 4 – zawór odpowietrzający obieg gorący, 5 – osłona termiczna aluminiowa, 6 – kamera termowizyjna *Flir* E60, 7 – osłona termiczna miedziana, 8 – uchwyt mocujący na kamerę IR, 9 – panel słoneczny, 10 – kąt ustawienia orientacji modułów, 11 – pianka izolacyjna, 12 – zasobnik wody 80 l, 13 – pompa 12 VDC cyrkulacyjna, 14 – wlot wody do zbiornika 80 l, 15 – odpowietrzenie zbiornika, 16 – panel słoneczny, 17 – wylot wody ze zbiornika, 18 – miernik temperatury otoczenia kamery IR, 19 – rejestrator wilgotności, 20 – żarnik halogenowy 500 W

W załączniku A.2.2 przedstawiono charakterystyki ważnych elementów aparatury stanowiska: foto-radiometr *Delta* OHM HD2102.1 [S14], luksometr *Votcraft* PL-1105SM [S13], termometr cyfrowy GM1312, przepływomierz magnetyczny *IFM Electronic* SM6000, przepływomierz turbinowy *Equflow* 0045SBP01XA.

7.3. Parametry i czynniki wpływające na straty wydajności modułów

Straty wydajności modułów fotowoltaicznych są ważne dla określenia rzeczywistej produktywności systemu fotowoltaicznego. Wiele czynników może wpływać na wydajność modułów fotowoltaicznych, w tym: warunki atmosferyczne, zanieczyszczenie, uszkodzenia mechaniczne, starzenie się modułów [80,71]. Jednym z najważniejszych parametrów charakteryzujących wydajność modułów jest sprawność. Oznacza ona stosunek mocy wyjściowej modułu do mocy padającego na niego światła. Sprawność modułu może być mierzona w laboratorium lub w warunkach polowych.

Do obliczenia strat wydajności modułów w warunkach polowych wykorzystuje się często metody porównawcze. Polegają one na porównaniu wydajności kilku modułów, które są identyczne lub bardzo zbliżone pod względem konstrukcji i parametrów. Moduły *PV* są zazwyczaj montowane obok siebie, w tych samych warunkach i na tym samym poziomie. W takim przypadku różnice w wydajności pomiędzy modułami mogą być związane z różnymi czynnikami, takimi jak straty termiczne, straty na skutek cieniowania, odbicia światła, niejednorodności i niedoskonałości materiałów oraz nieoptymalnego dopasowania parametrów modułów do warunków pracy. W przypadku pomiarów laboratoryjnych, najczęściej stosowane są metody analizy termicznej oraz spektroskopii optycznej. Analiza termiczna polega na pomiarze temperatury modułu w różnych punktach podczas działania na niego światła słonecznego. Wyniki tych pomiarów pozwalają na określenie strat wydajności związanych z procesami termicznymi. Wzór podstawowy na obliczenie strat wydajności modułów fotowoltaicznych można zapisać następująco [72]:

$$\Delta\eta = \left(\frac{P_{mod,max} - P_{mod,wy}}{P_{mod,max}} \right) \cdot 100\% \quad (7.5)$$

gdzie: $\Delta\eta$ - straty wydajności modułów, $P_{mod,wy}$ - moc wyjściowa modułu, mierzona w warunkach rzeczywistych, $P_{mod,max}$ - moc wyjściowa maksymalna modułu, osiągnięta w warunkach idealnych, np. w laboratorium.

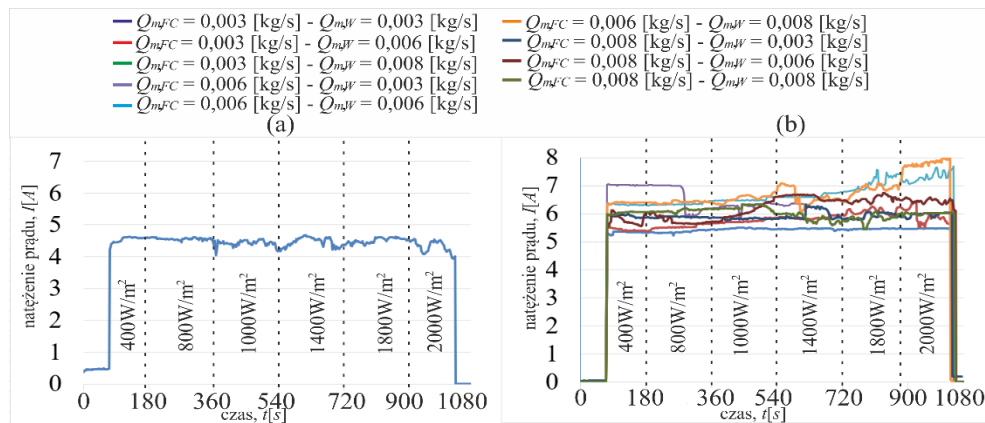
Aby obliczyć straty wydajności modułów fotowoltaicznych, należy przeprowadzić pomiary ich wydajności w różnych warunkach i porównać je z teoretyczną maksymalną wydajnością. Temperatura ogniw fotowoltaicznych jest związana ze stratami wydajności. Wyższa temperatura może prowadzić do obniżenia wydajności paneli słonecznych, co jest znanym efektem w dziedzinie fotowoltaiki [187,139]. Zapalenie się ogniw słonecznych, zwane również zapłonem *PV*, jest rzadkim zjawiskiem, ale może się zdarzyć w pewnych warunkach. Gwałtowne zapalanie się paneli słonecznych może być spowodowane kilkoma czynnikami, w tym: wadami produkcyjnymi, wadliwymi ogniwami fotowoltaicznymi, takimi jak mikropęknięcia w krzemie lub inne defekty strukturalne, mogą prowadzić do zwiększonej podatności na zapłon. Gwałtowne zmiany napięcia elektrycznego, spowodowane na przykład uderzeniem pioruna lub zakłóceniami w sieci, mogą prowadzić do nadmiernego napięcia w ogniwach fotowoltaicznych. To nadmiarowe napięcie może przyczynić się do uszkodzenia struktury ogniw, co z kolei może prowadzić do zapłonu. Niewłaściwa instalacja paneli słonecznych może prowadzić do sytuacji, w których ogniwa są narażone na ekstremalne warunki, takie jak przegrzanie, zwilżanie lub uszkodzenia mechaniczne. Brak odpowiedniej konserwacji i czyszczenia paneli słonecznych może prowadzić do gromadzenia się kurzu, brudu lub innych substancji na powierzchni ogniw. Przegrzewanie się ogniw, zwłaszcza w przypadku braku wystarczającego chłodzenia, może zwiększyć ryzyko zapłonu. Wysoka temperatura może prowadzić do degradacji materiałów w ogniwach, co z kolei może prowadzić do awarii i ewentualnie zapłonu. Należy jednak podkreślić, że przypadki zapłonu paneli fotowoltaicznych są

rzadkością, jednak w przypadku ich wystąpienia przebiegają zazwyczaj z dużą intensywnością [98].

7.4. Określenie podstawowych parametrów opisujących pracę modułu PVT pod obciążeniem

Wyznaczono podstawowe parametry opisujące pracę modułu PVT pod obciążeniem oraz określono jego efektywność i wydajność. Badany moduł PVT to połączenie ogniwa fotowoltaicznego oraz systemu podwójnych równoległych minikanalów (przez sześć minikanalów w obiegu gorącym przepływał Fluorinert FC-72, a w obiegu zimnym (również z sześć minikanalów) przepływa woda destylowana). Orientacja położenia badanego modułu wynosiła 180° . Poniżej omówiono podstawowe parametry obliczeniowe.

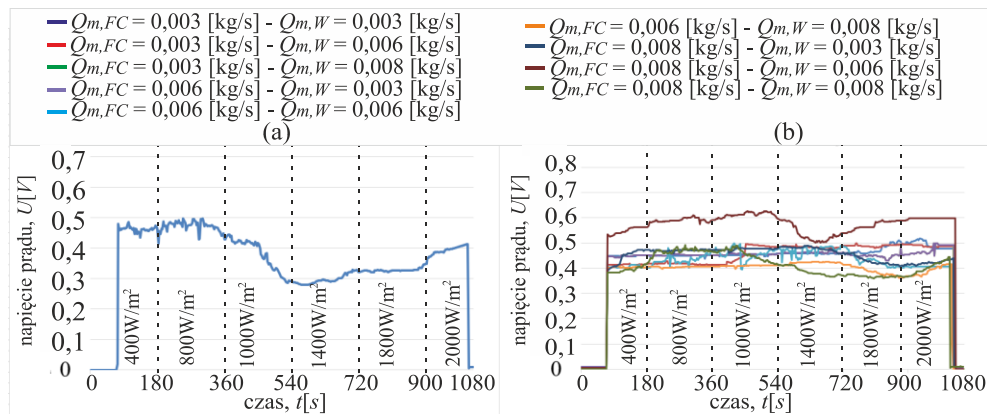
Natężenie prądu (I): Na rysunku 7.7 przedstawiono zależność natężenia prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu dla różnych wartości masowego przepływu czynników chłodniczych przepływających przez grupę minikanalów.



Rysunek 7.7 Natężenie prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu odpowiednio w zakresie gęstości strumienia ciepła $400 \text{ W/m}^2 - 2000 \text{ W/m}^2$, dla modułu testowego solarnego: a) bez chłodzenia minikanalami, b) chłodzenie ogniwa grupą minikanalów, w których równocześnie przeciwnie przepływał czynnik roboczy chłodniczy FC-72 oraz w minikanalach zimnych przepływała woda destylowana, płyta środkowa z miedzi o grubości $0,5 \text{ mm}$

Wartość natężenia prądu maleje wraz ze wzrostem temperatury ogniwa słonecznego, co jest spowodowane tym, że podczas nagrzewania ogniwo słoneczne generuje mniej energii (rysunek 7.7a). Strumień ciepła zależny od odległości żarnika halogenowego od powierzchni ogniwa słonecznego dla każdego pomiaru to: $400 \text{ W/m}^2 - 0,5 \text{ m}$, $800 \text{ W/m}^2 - 0,45 \text{ m}$, $1000 \text{ W/m}^2 - 0,40 \text{ m}$, $1400 \text{ W/m}^2 - 0,35 \text{ m}$, $1800 \text{ W/m}^2 - 0,30 \text{ m}$, $2000 \text{ W/m}^2 - 0,25 \text{ m}$, widok przedstawiono na (rysunku B.10d (załącznik B (CD))). Jeśli strumień ciepła jest zbyt wysoki, może to spowodować zwiększenie temperatury ogniwa słonecznego powyżej poziomu, który jest bezpieczny dla jego pracy. Jeśli chodzi o temperaturę pracy, ogniwo TSS65TN [S11] może działać

w temperaturze powyżej 85°C, w takim przypadku jego wydajność elektryczna jest niższa. Dlatego ważne jest, aby zapewnić odpowiednie chłodzenie ogniwa słonecznego za pomocą modułu *PVT*, aby utrzymać jego temperaturę na poziomie optymalnym dla generowania energii elektrycznej oraz ciepła.



Rysunek 7.8 Wykres napięcia prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu w zakresie gęstości strumienia ciepła, dla modułu z ogniwnem solarnym z grupą minikanalów: a) bez chłodzenia minikanalami, b) chłodzenie ogniwa przeciwpłukowe, gdzie przepływał czynnik roboczy chłodniczy FC-72 oraz w minikanalach zimnych przepływała woda destylowana, płyta środkowa z miedzi o grubości 0,5 mm

Analizując zależność napięcia prądu w funkcji czasu przedstawionego na rysunku 7.8a zauważono, że po 360 sekundach od rozpoczęcia pomiarów, napięcie prądu zaczęło spadać do 0,3 V. Jednak po kolejnych 180 sekundach, tj. po 540 sekundzie od początku pomiaru, obserwowano nieznaczny wzrost wartości napięcia prądu o 0,14 V. Eksperyment przeprowadzono w sześciu seriach, z każdym pomiarem zwiększając strumień ciepła dostarczanego do ogniwa (rysunek 7.7b). Przeprowadzając analizę danych dotyczących natężenia prądu oraz gęstości strumienia ciepła (rysunek 7.7b), można zidentyfikować istotne zmiany w natężeniu prądu w przedziale od 7 A do 8 A, w przypadku najwyższych wartości gęstości strumienia ciepła. Stwierdza się wyraźne przyrosty wartości natężenia prądu w dwóch ostatnich pomiarach, wzrastają z obserwowanymi masowymi natężeniami przepływu czynników roboczych (linia pomarańczowa i niebieska) oraz wraz z gęstościami strumienia ciepła (rysunek 7.7b). Natomiast dla pozostałych pomiarów wartości na wykresach są stabilne i na jednym poziomie (rysunek 7.7 b). Wyniki tego eksperymentu wydają się sugerować istnienie złożonych zależności między temperaturą powierzchni ogniwa a napięciem prądu. Spadek napięcia w początkowej fazie eksperymentu może wynikać z różnych czynników, takich jak zmiany w oporze materiału w odpowiedzi na zmieniającą się temperaturę. Wzrost napięcia po pewnym czasie może być związany z odmiennymi reakcjami materiału na wyższą temperaturę lub zmianami w warunkach pomiaru. W tabeli 7.4 przedstawiono sprawność cieplną nagrzewanego ogniwa słonecznego TSS65TN [S11] bez chłodzenia minikanalami, dla

różnych wartości gęstości strumienia ciepła. Procentowy spadek temperatury dla chłodzonego ogniwa słonecznego TSS65TN wyniósł 45%. Wyznaczono moc cieplną ogniwa P_R i moc elektryczną ogniwa P_{el} . Obliczono moc cieplną słoneczną P_R jako iloczyn gęstości strumienia ciepła i pola powierzchni ogniwa $A_{PV} = 0,024336 \text{ m}^2$ dla czasu nagrzewania $t = 180 \text{ s}$. Następnie obliczono sprawność cieplną η jako iloraz P_{el} do P_R czyli [158]:

$$\eta = \frac{P_{el}}{P_R} \cdot 100\% \quad (7.6)$$

Tabela 7.4 Moc cieplna, moc elektryczna oraz sprawność cieplna dla nagrzewanego ogniwa słonecznego TSS65TN [S11] bez chłodzenia grupą minikanalów

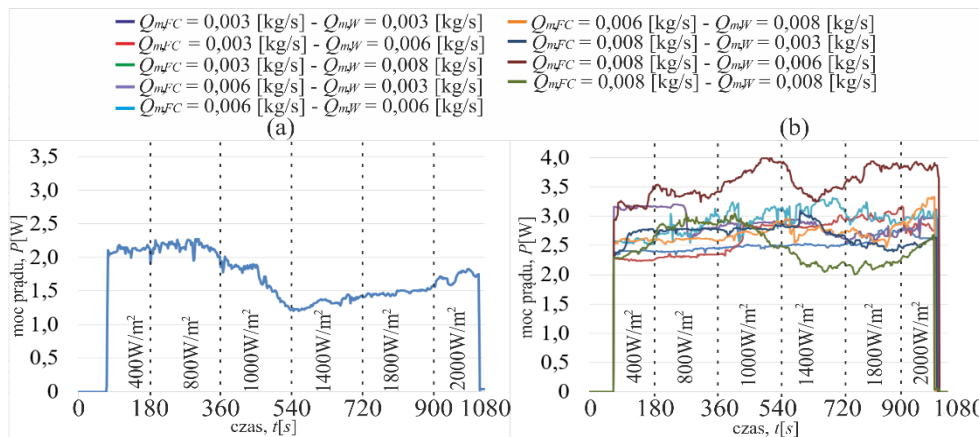
Strumień ciepła, $q_{w,PV}$, [W/m ²]	Średnia temperatura powierzchni ogniwa słonecznego PV $T_{PV,IR}$, [°C]	Moc cieplna słoneczna $P_R = q_{w,PV} \cdot A$, P_R , [W]	Napięcie wyjściowe U_{wy} , [V]	Natężenie prądu I , [A]	Moc elektryczna P_{el} , [W]	Sprawność cieplna η , [%]
400	25,09	9,73	0,533	4,63	2,47	25,38
800	26,24	19,46	0,533	4,54	2,42	12,43
1000	28,46	24,33	0,533	4,52	2,41	9,90
1400	31,75	34,07	0,527	4,22	2,22	6,51
1800	34,26	43,80	0,531	4,56	2,43	5,55
2000	36,35	48,67	0,534	3,92	2,09	4,29

Podsumowując, straty mocy w ogniwach słonecznych są wynikiem złożonej interakcji wielu czynników, w tym strat optycznych, rekombinacji nośników ładunku, rezystywności, wpływu temperatury oraz wad mechanicznych i technologicznych. Wraz ze wzrostem temperatury ogniwa słonecznego TSS65TN, obserwuje się spadek jego mocy elektrycznej. Spowodowane jest to zmniejszeniem sprawności ogniwa, które wynika z wyższych temperatur pracy (tabela 7.4). Przy wzroście średniej temperatury powierzchni ogniwa z 25°C do 36,3°C (tabela 7.4), moc wyjściowa zmniejsza się od 2,47 W do 2,22 W (rysunek 7.9a). Dalszy wzrost temperatury do 36,4°C powoduje spadek mocy do wartości 2,09 W. Sprawność niechłodzonego ogniwa słonecznego TSS65TN maleje od zakresu 25,3% do 4,3% wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła dostarczonego do ogniwa. Analizując przedstawione wartości, można zauważyć, że sprawność niechłodzonego ogniwa TSS65TN maleje w miarę wzrostu temperatury, co negatywnie wpływa na jego sprawność energetyczną.

Napięcie (I): Zmiana gęstości strumienia ciepła od zakresu 400 W/m² do 2000 W/m² żarnikiem halogenowym powoduje spadek napięcia prądu. Strumień ciepła $q_{w,PV}$, odnoszący się do ilości ciepła przekazywanego na powierzchnię ogniwa słonecznego (rysunek 7.8) jest zależny od warunków pracy tego ogniwa. W przypadku niechłodzonego ogniwa słonecznego (rysunek 7.8a) strumień ciepła $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$ przekazywany na powierzchnię ogniwa ma wpływ na generowane napięcie prądu ogniwa. Na rysunku 7.8a można zaobserwować spadek o 0,2 V. Stwierdzono, że dla chłodzonego ogniwa słonecznego, rysunek 7.8b, strumień ciepła $q_{w,PV}$ przekazywany na powierzchnię ogniwa, wpływa na regulację temperatury ogniwa oraz ma wpływ na stabilność generowanego napięcia prądu. W przypadku ogniwa z obiektem gorącym (FC-72) oraz zimnym (woda) zastosowano miedzianą płytkę

o grubości 0,3 mm, która oddzielała czynniki robocze. W tym przypadku odnotowano spadek temperatury o 31%.

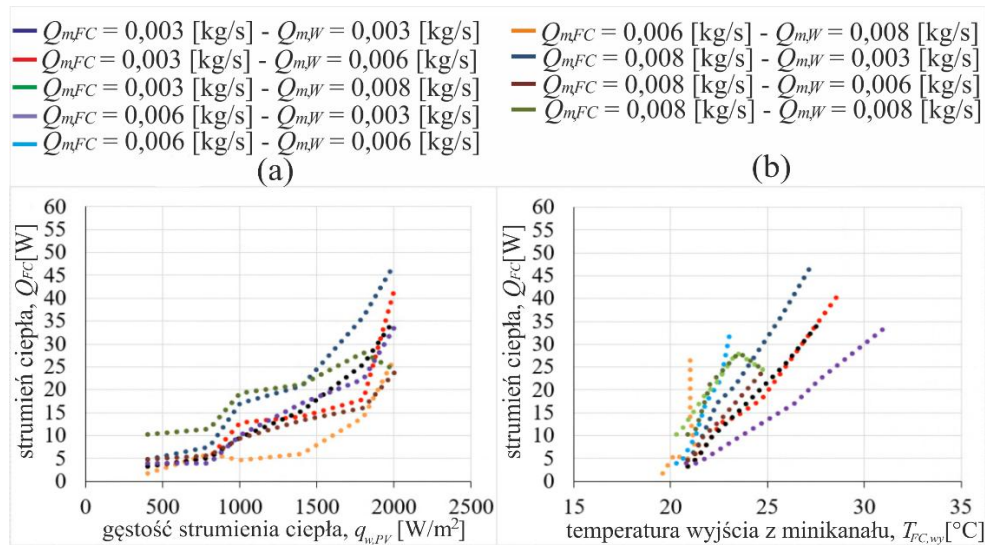
Moc elektryczna (P): Rysunek 7.9 przedstawia wykres mocy prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu odpowiednio w zakresie gęstości strumienia ciepła dla modułu testowego solarnego.



Rysunek 7.9 Moc prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu odpowiednio w zakresie gęstości strumienia ciepła $400 \text{ W/m}^2 - 2000 \text{ W/m}^2$, dla modułu testowego solarnego: a) bez chłodzenia minikanalami, b) z chłodzeniem ogniwa grupą minikanatów, gdy równocześnie przeciwnie przepływał czynnik roboczy chłodniczy FC-72 oraz w minikanalach zimnych przepływała woda destylowana, płytka środkowa z miedzi o grubości 0,5 mm

Rysunek 7.9a ilustruje moc prądu niechłodzonego ogniwa słonecznego w funkcji czasu. Analizując wyniki zauważono, iż od 360 s z 2,32 W wartość mocy prądu ogniwa uległa znaczącemu spadkowi aż do 550 s osiągając zakres mocy 1,3 W. Wzrost gęstości strumienia ciepła od 1400 W/m^2 do 2000 W/m^2 padającego na ogniwo słoneczne prowadzi do wzrostu jego temperatury (od 28°C do 37°C , tabela 7.4), co skutkuje obniżeniem mocy (rysunek 7.9a). Zauważono wzrost mocy ogniwa od 550 s do 1050 s w miarę zbliżania lampy halogenowej do modułu z ogniwem, na odległość 35 cm osiągnięto temperaturę ogniwa słonecznego 32°C . Na koniec pomiaru przy gęstości strumienia ciepła 2000 W/m^2 uzyskano wartość 1,65 W (rysunek 7.9a). Dla ogniwa chłodzonego przy przepływie czynników roboczych w gorących i zimnych minikanalach przy strumieniu masy czynnika roboczego $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ i zimnego $Q_{m,W} = 0,006 \text{ kg/s}$ uzyskano najwyższą wartość mocy ogniwa słonecznego, która wyniosła od 3,5 W do 4,1 W, przy strumieniu ciepła 1000 W/m^2 oraz 2000 W/m^2 (rysunek 7.96b). Najniższe wyniki osiągnięto przy strumieniu masy czynnika roboczego w pierwszym kanale, który wynosił $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s}$. Na rysunku 7.9b pokazano, że na początku pomiaru dostarczane jest 34,6% więcej mocy przy wyższych gęstościach strumieni ciepła. To skutkuje średnio 41% zmianą mocy w porównaniu z niechłodzonym ogniwem.

Bilans cieplny (Q_{FC} i Q_W): określa, jaka ilość energii cieplnej jest przekazywana do systemu 12 równoległych minikanalów znajdujących się pod ogniwem słonecznym i jest używana do ogrzewania przepływającej cieczy. Na rysunku 7.10 i 7.11 przedstawiono jak strumień ciepła w minikanale gorącym zależy od gęstości strumienia ciepła i temperatury wylotowej badanych przepływów (przeciwnieprądowych i współprądowych) czynników w minikanalach gorącym i zimnym, dla chłodzonego ogniwia PV. Na rysunku 7.10a pokazano wartości strumienia ciepła otrzymane dla kanału ustawionego poziomo (położenie 180°) przy długości kanałów 0,14 m, gdy czynnikiem roboczym był w minikanale gorącym czynnik FC-72, natomiast w zimnym minikanale przepływała woda (seria pomiarowa 92).



Rysunek 7.10 Zależność strumienia ciepła Q_{FC} dla przepływu przeciwnieprądowego w funkcji: a) gęstości ciepła, b) temperatury na wyjściu z minikanalu gorącego z przepływem czynnika roboczego FC-72, płyta środkowa z miedzi

Analizując wyniki przedstawione na rysunku 7.10a zaobserwowano, że dla powierzchni panelu słonecznego najwyższy wynik strumienia ciepła, $Q_{FC} = 47,3$ W, otrzymano przy masowym natężeniu przepływu cieczy w obwodzie czynnika roboczego gorącego $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s i w obwodzie czynnika zimnego $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s, przy wysokiej gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000$ W/m², na powierzchnię panelu PV. Z kolei najniższy wynik strumienia ciepła, $Q_{FC} = 1,01$ W, otrzymano przy gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 400$ W/m² oraz masowym natężeniu przepływu czynników roboczych: $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s i zimnym $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s.

Na rysunku 7.10b przedstawiono wartości strumienia ciepła otrzymane dla tych samych wartości cieplno-przepływowych jak na rysunku 7.10a, w funkcji temperatury wylotu z minikanalu gorącego (czynnik roboczy FC-72). Dane przedstawiono dla strumienia masy w przeciwnieprądowym przepływie czynników roboczych dla kanału gorącego oraz zimnego. Dla powierzchni panelu słonecznego przy najwyższym

strumieniu ciepła $Q_{FC} = 47,3$ W, otrzymano temperaturę czynnika roboczego gorącego na wyjściu $T_{FC,wy} = 27,3^{\circ}\text{C}$, przy masowym natężeniu przepływu czynników roboczych: gorącego $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s i zimnego $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s, natomiast najniższą wartość temperatury $T_{FC,wy} = 19,4^{\circ}\text{C}$, otrzymano dla strumienia masy gorącego czynnika roboczego $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s i zimnego $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s.

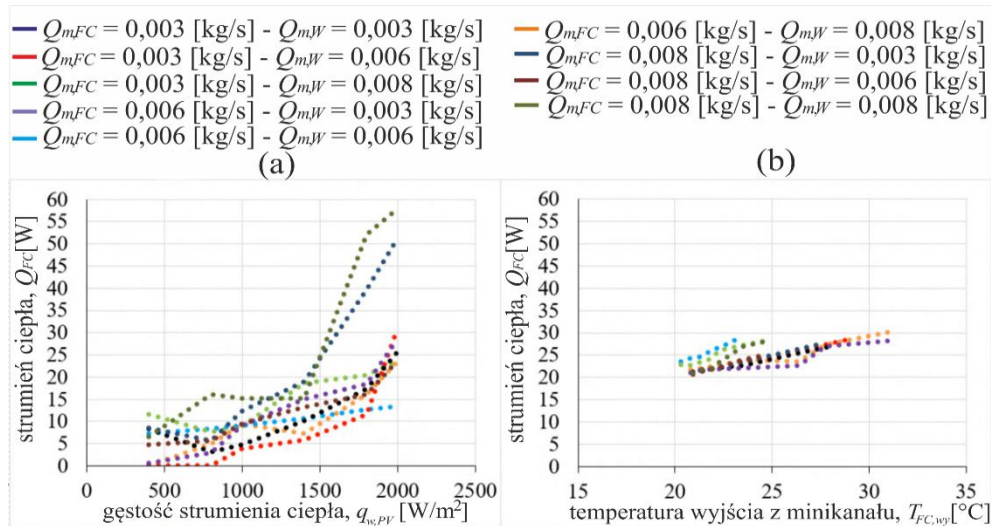
Wnioski z pomiarów nasuwają stwierdzenie, że masowe natężenie przepływu czynnika roboczego przepływającego przez minikanaly gorące wywierają duży wpływ na strumień ciepła oddawany z powierzchni ogniwa PV do czynnika roboczego Q_{FC} . Zwiększenie strumienia ciepła prowadzi do wzrostu temperatury wylotowej z minikanalu.

Określono najbardziej efektywne punkty pracy dla układu chłodzenia ogniwa słonecznego z dwoma minikanalami, aby zapewnić maksymalną wydajność ogniwa, dla natężenia przepływu w minikanale gorącym o wartości: $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s oraz w minikanalach zimnych, wynoszące $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s oraz $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s, $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s.

Przedstawione konfiguracje masowego natężenia przepływu dają lepsze rezultaty, dla minikanalu z niskim przepływem czynnika roboczego FC-72, który przekazuje ciepło do przegrody miedzianej Cu, następnie odprowadza ciepło do kanału z wysokim przepływem czynnika roboczego zimnego, czyli wody. Na rysunku 7.11a przedstawiono wartości strumienia ciepła otrzymane dla kanału ustawionego poziomo (położenie 180°) i długości kanału 0,14 m, gdy czynnikiem roboczym w minikanale gorącym był Fluorinert FC-72, natomiast w zimnym minikanale przepływała woda, dla powierzchni gładkiej płyty grzejnej PV oraz płyty środkowej gładkiej miedzianej. Dane przedstawiono dla strumienia masy we współprądowym przepływie czynników roboczych (w kanale gorącym i zimnym). Dla powierzchni panelu słonecznego oddającego ciepło do czynnika roboczego najwyższy wynik strumienia ciepła wynosił $Q_{FC} = 57,8$ W, otrzymano przy przepływach czynnika roboczego gorącego $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s i zimnego 0,008 kg/s oraz przy wysokiej gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000$ W/m² na powierzchnię panelu PV. Najniższy wynik strumienia ciepła $Q_{FC} = 0,63$ W otrzymano przy przepływach czynnika roboczego gorącego $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s i zimnego $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s oraz przy gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 400$ W/m², zgodnie z zależnościami przedstawionymi na rysunku 7.11a.

Na rysunku 7.11b przedstawiono wartości strumienia ciepła otrzymane dla tych samych wartości cieplno-przepływowych, gdzie uwzględniono temperaturę wylotu z minikanalu gorącego z czynnikiem roboczym FC-72. Dane przedstawiono dla strumienia masy przepływu czynników roboczych w kanale gorącym i zimnym. Dla powierzchni panelu słonecznego przy najwyższym strumieniu ciepła $Q_{FC} = 47,3$ W, otrzymano temperaturę czynnika roboczego gorącego na wyjściu $T_{FC,wy} = 30,2^{\circ}\text{C}$ przy strumieniu masy gorącego czynnika roboczego $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s i zimnego $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s oraz dla $Q_{FC} = 33,5$ W otrzymano temperaturę czynnika roboczego gorącego na wyjściu $T_{FC,wy} = 31^{\circ}\text{C}$ przy strumieniu masy gorącego czynnika roboczego $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s i zimnego $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s, natomiast najniższą wartość

temperatury $T_{FC,wy} = 19,7^{\circ}\text{C}$ otrzymano dla strumienia masy gorącego czynnika roboczego $\dot{Q}_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ i zimnego $\dot{Q}_{m,W} = 0,008 \text{ kg/s}$ gdzie: $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$.



Rysunek 7.11 Wykres strumienia ciepła $\dot{Q}_{FC}$ dla przepływu współprądowego w funkcji: a) gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV}$, b) temperatury na wyjściu z minikanalu gorącego z przepływem czynnika roboczego FC-72, płytka środkowa miedziana

Wnioski z pomiarów sugerują, że ilość ciepła przekazywana do czynnika roboczego FC-72, oznaczana jako $\dot{Q}_{FC}$, poprzez minikanal ma znaczący wpływ na temperaturę wyjściową z tego minikanalu. Porównując przepływ współprądowy czynnika roboczego (rysunek 7.10b) do kierunku przepływu przeciwpądowego (rysunek 7.11b), obserwujemy niższą temperaturę na wylocie z gorącego minikanalu, na korzyść przeciwpądowego uwzględniając chłodzenie ogniwa słonecznego.

W przypadku przepływu współprądowego w wymienniku ciepła, ilość ciepła i masowego przepływu czynników roboczych są zwykle wzajemnie powiązane. Zwiększanie natężenia masowego przepływu czynnika roboczego przepływającego przez wymiennik ciepła, przekłada się na większą ilość ciepła przekazywanego między czynnikami roboczymi przez przegrodę miedzianą. Niemniej jednak, zbyt duża ilość masy czynnika roboczego może prowadzić do spadku wydajności wymiany ciepła, gdyż czas przebywania czynnika roboczego w wymienniku staje się zbyt krótki, by zapewnić pełną wymianę ciepła. W efekcie zbyt duży przepływ masy może prowadzić do obniżenia efektywności wymiany ciepła. Z tego względu istotne jest dostosowanie masowego przepływu do wymiennika ciepła, aby osiągnąć efektywną wydajność wymiany ciepła przy gładkich powierzchniach płyt.

Współczynnik mocy elektrycznej (W_{Pel}): Współczynnik mocy elektrycznej P_{el} jest obliczany jako stosunek mocy wyjściowej do mocy wejściowej ogniwa słonecznego. Może być obliczony za pomocą uproszczonej zależności: $W_{Pel} = P_{wy} / P_{we}$. Wyniki obliczeń przedstawiono w tabeli 7.4, w której przedstawiono współczynnik mocy elektrycznej w zależności od wzrostu strumienia ciepła dla niechłodzonego

ogniwa słonecznego. Zauważalny trend to rosnące wartości W_{Pel} wraz ze wzrostem strumienia ciepła. Oznacza to, że w miarę zwiększania dostarczanego strumienia ciepła, moduł PVT staje się mniej efektywny w transferze energii elektrycznej do obciążenia, niż sugeruje to maksymalna teoretyczna wydajność. Ten efekt odpowiada charakterystyce zachowania krzemu w wysokich temperaturach. Wartości współczynnika mocy elektrycznej W_{Pel} dla poszczególnych przypadków strumienia ciepła chłodzonego ogniwa grupą minikanalów zostały przedstawione w tabeli 7.5.

Tabela 7.5 Główne parametry elektryczne uzyskane dla zmiennych strumieni ciepła chłodzone grupą minikanalów

$q_{w,PV}$, [W/m ²]	P_{wy} , [W]	U , [V]	I , [A]	W_{Pel}
400	4,46	0,65	6,83	0,61
800	4,02	0,70	5,71	0,63
1000	4,37	0,73	5,97	0,61
1400	4,47	0,74	6,01	0,66
1800	4,68	0,76	6,10	0,72
2000	5,22	0,78	6,65	0,78

Przeprowadzając analizę przedstawionych danych z tabeli 7.5, możemy zauważyć, że współczynniki mocy elektrycznej (W_{Pel}) dla różnych przypadków strumienia ciepła wynoszą w zakresie od 0,61 do 0,78. Te wyniki świadczą o tym, że dla większej gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV}$ rośnie W_{Pe} współczynnik mocy elektrycznej. Wynika to z faktu, że większa moc wyjściowa z ogniwa PV oznacza większą ilość energii produkowanej przy tej samej ilości światła słonecznego. Jednakże ważne jest, że wartości W_{Pel} nie rosną liniowo wraz ze wzrostem mocy wyjściowej, ponieważ wpływają na to w różne warunki oświetleniowe w zależności od natężenia przepływu czynników roboczych w minikanalach chłodzących. Dodatkowo, wartości współczynnika mocy elektrycznej (W_{Pel}) dla każdego przypadku utrzymują się poniżej wartości 1, co wskazuje, że tylko od 20% do 39% energii promieniowania słonecznego jest przekształcana na energię elektryczną. Te wyniki są zróżnicowane i zależą od wielu czynników, w tym temperatury, intensywności światła słonecznego, efektywności konwersji energii paneli fotowoltaicznych oraz innych zmiennych.

Analiza wpływu zmian temperatury na charakterystykę ogniwa słonecznego W_{nl}

Współczynnik nieciągłości mocy cieplnej, jest stosowany w kontekście badania wpływu zmian temperatury na charakterystyki elektryczne ogniwa słonecznego. Dane przyjęte do określenia wartości współczynnika nieliniowości przedstawiono w tabeli 7.6. Wyniki są podane dla różnych strumieni ciepła, dla masowego natężenia przepływu w 6 minikanalach od strony ogniwa słonecznego: $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s oraz 6 minikanalów w zimnym obiegu $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s. Współczynnik W_{nl} jest wyznaczony jako stosunek zmiany napięcia wyjściowego prądu ogniwa do zmiany napięcia prądu na wejściu przy zmianie temperatury modułu [132,168,1,49]. Zależności wykorzystane do obliczenia współczynnika są następujące:

$$W_{nl} = (V_{oc2} - V_{oc1}) / (V_{oc1} \cdot \Delta T) \text{ lub } W_{nl} = (I_{sc2} - I_{sc1}) / (I_{sc1} \cdot \Delta T) \quad (7.7)$$

$$\Delta U = V_{oc2} - V_{oc1} \text{ lub } \Delta I = I_{oc2} - I_{oc1} \quad (7.8)$$

gdzie: V_{oc1} i V_{oc2} to napięcie otwartego obwodu (ang. *open-circuit voltage*) modułu przy dwóch różnych zmianach temperatury – ΔT , I_{sc1} i I_{sc2} – prąd zwarcia (ang. *short-circuit current*) modułu przy dwóch różnych zmianach temperatury.

Tabela 7.6 Współczynnik nieliniowości W_{nl} dla danych parametrów z pomiarów dla ogniwa słonecznego PV

q , [W/m ²]	P_{wy} , [W]	ΔI , [A]	ΔU , [V]	ΔT , [°C]	V_{oc1} , [V]	W_{nl} , [W/°C] wzór (7.7)
400	4,46	1,12	0,13	0,5	0,65	0,30
800	4,02	0,60	0,33	0,6	0,70	0,64
1000	4,37	1,00	0,43	1,0	0,73	0,76
1400	4,47	1,40	0,63	1,4	0,74	0,83
1800	4,68	1,70	0,83	1,7	0,76	0,85
2000	5,22	2,50	0,93	2,5	0,78	0,89

Analizując dane w tabeli 7.6 zauważono, że moc wyjściowa z ogniwa P_{wy} nie wykazuje dużego zakresu zmian, przyjmując wartości od 4,02 W do 5,22 W, gdy gęstość strumienia ciepła jest nawet pięć razy większa. Różnica natężenia prądu ΔI osiągnęła maksymalną wartość 2,5 A, przy czym najmniejsza różnica $\Delta I = 0,60$ A. Różnica napięcia ΔU rośnie od poziomu 0,130 V do 0,93 V dla wszystkich próbek. Różnica temperatur ΔT wyniosła maksymalnie 2,50°C, a minimalnie 0,50°C. Napięcie otwartego obwodu V_{oc1} również różni się w różnych próbkach, oscylując między 0,65 V a 0,78 V. Wartości W_{nl} (nieciągłości mocy cieplnej) wykazują znaczne zmienności, co sugeruje różnice w efektywności cieplnej modułów w różnych warunkach temperaturowych. Najwyższa wartość $W_{nl} = 0,89$ W/°C odpowiada na znaczący wpływ strumienia ciepła na temperaturę oraz wydajność ogniwa słonecznego. Duże zmiany W_{nl} mogą oznaczać potencjalne straty energii w wyniku zmian temperatury ogniwa słonecznego, co jest ważne w projektowaniu i monitorowaniu instalacji fotowoltaicznych.

Wyznaczanie sprawności cieplnej modułu PVT i mocy użytecznej kolektora PVT to istotne składniki oceny efektywności dwóch przedstawionych w pracy modułów. Sprawność cieplna modułu PVT to stosunek mocy cieplnej wytworzonej przez moduł do mocy świetlnej padającej na powierzchnię kolektora. Jest to ważny parametr, który pozwala określić, jak skutecznie moduł łączy w sobie funkcje produkcji energii elektrycznej i cieplnej. Wyznaczenie sprawności cieplnej modułu PVT wymagało pomiarów mocy cieplnej wytwarzanej przez moduł i mocy świetlnej padającej na jego powierzchnię. Moc użyteczna kolektora PVT to moc cieplna wytwarzana przez kolektor, która może być wykorzystywana do celów grzewczych. Można ją wyznaczyć poprzez pomiar strumienia ciepła wytwarzanego przez kolektor na powierzchni ogniwa słonecznego i jego współczynnika sprawności: $P_{el} = q_{w,PV} \cdot A \cdot \eta$. Współczynnik sprawności modułu określa stosunek mocy cieplnej Q_u wytworzonej przez kolektor do mocy świetlnej padającej na jego powierzchnię $q_{w,PV}$. Wyniki pokazano w tabeli 7.7.

Tabela 7.7 Przybliżona sprawność cieplna i moc użyteczna badanego modułu *PVT*

Nr.	$T_{FC,we}$ [°C]	$T_{FC,wy}$ [°C]	ΔT [°C]	Q_{PVT} [W]	$q_{w,PV}$ [W/m ²]	Moc cieplna P_R , [W]	Moc elektryczna ogniwa P_{els} , [W]	Sprawność cieplna η , [%]	Moc użyteczna Q_u , [W]
1	20,40	20,90	0,50	16,73	400	9,73	5,23	53,71	14,96
2	20,60	21,20	0,60	19,87	800	19,46	5,46	28,04	26,40
3	20,60	21,60	1,00	33,12	1000	24,33	5,79	23,76	29,53
4	21,10	22,50	1,40	46,66	1400	34,07	5,89	17,29	41,34
5	21,40	23,10	1,70	56,78	1800	43,80	6,04	13,79	49,86
6	22,20	24,70	2,50	83,10	2000	48,67	5,89	12,10	54,53
Średnia	–	–	1,17	42,68	1233,3	30,01	5,63	24,78	43,97

Przeprowadzone pomiary pozwalają na analizę działania modułu *PVT*. Zmierzono temperaturę na wejściu $T_{FC,we}$ i wyjściu $T_{FC,wy}$ czynnika roboczego chłodzącego w minikanale gorącym (FC-72), obliczono różnicę temperatur ΔT oraz moc cieplną P_R modułu *PVT*. Dodatkowo zmierzono natężenie promieniowania słonecznego $E = q_{w,PV}$ i moc elektryczną P_{el} generowaną przez moduł *PVT*. Na podstawie tych danych obliczono sprawność cieplną η i moc użyteczną Q_u kolektora *PVT*. Średnia wartość sprawności cieplnej wyniosła 24,7%, a średnia moc użyteczna wyniosła 43,97 W. Można zauważyć, że wraz ze wzrostem natężenia promieniowania słonecznego rośnie również moc elektryczna oraz moc użyteczna (od 2 do 6 numeru pomiaru). Zmiany wartości ΔT i Q_{PVT} są zależne od natężenia promieniowania słonecznego - im wyższe promieniowanie, tym większe różnice temperatur i mocy cieplnej. Zauważono, że w pomiarze numer 6 osiągnięto największą moc użyteczną – 54,5 W. W tabeli B.7 (źródło: załącznik B (CD)) wartość ta może wskazywać na wyższą sprawność cieplną modułu *PVT* w wyższych temperaturach. Pole powierzchni nagrzewanej ogniwa słonecznego wynosi $A_{PV} = 0,024336 \text{ m}^2$. W tabeli B.8 (źródło: załącznik B) podano dokładne wartości niezbędne do obliczenia sprawności cieplnej modułu *PVT* oraz moc użyteczną dla wybranych strumieni masy przepływającego czynnika roboczego w dwóch równoległych kanałach oddzielonych płytą środkową miedzianą. Sprawność cieplna modułu *PVT* została obliczona według wzoru [20,41]:

$$\eta_{PVT}(t) = \frac{Q_u(t)}{E_s(t)A_{PVT}} = FR(t) \left[(\tau\alpha) - U_L(t) \frac{T_{l,we}(t) - T_s(t)}{E_s(t)} \right] \quad (7.9)$$

gdzie: A_{PVT} – powierzchnia ogniwa *PV*, FR – współczynnik odprowadzenia ciepła z kolektora, $\tau\alpha$ – współczynnik transmisyjno-absorpcyjny, E_s – gęstość strumienia promieniowania słonecznego docierającego na dowolnie nachyloną powierzchnię odbiornika, U_L – współczynnik strat ciepła z kolektora, $T_{l,we}$ – temperatura cieczy na wejściu do modułu, T_s – temperatura otoczenia.

Moc elektryczna generowana przez moduł *PVT* w danej chwili czasu została przedstawiona w tabeli B.8 (źródło: załącznik B (CD)) oraz tabeli B.9 (źródło: załącznik B (CD)) i określono ją wzorem [20,41]:

$$P(t) = V_{el}(T)I_{el}(t) \quad (7.10)$$

gdzie: V_{el} – napięcie elektryczne [V], I_{el} – natężenie prądu elektrycznego [A],

Sprawność elektryczna modułu *PVT* jest wyznaczona z zależności [20,41]:

$$\eta_{el}(t) = \frac{P(t)}{E_s(t)A_{PVT}} \quad (7.11)$$

Przyjęto standardowe warunki testów (STC):

- Natężenie promieniowania padającego na moduł fotowoltaiczny 1000 W/m²,
- Temperatura ogniw fotowoltaicznych 25 °C,
- Współczynnik masy powietrza równy 1,5.

7.5. Średnia temperatura modułu z ogniwem solarnym z grupą minikanalów

Aby wyznaczyć średnią temperaturę modułów chłodzących elementów instalacji fotowoltaicznej, w pierwszej kolejności zmierzono temperaturę każdego z modułów za pomocą kamery termowizyjnej. Następnie, uzyskane wartości temperatury czynnika roboczego z wlotu i wylotu minikanalów (zmierzone za pomocą termopar dla wymiennika *PVT*) zsumowano i podzielono przez liczbę minikanalów w instalacji wymiennika. Zgodnie z zależnością:

$$T_{f,ave,we/wy} = (T_1 + T_2 + \dots + T_i) / n \quad (7.12)$$

gdzie: $T_{f,ave,we/wy}$ – średnia temperatura czynnika roboczego na wlocie lub wylocie z wymiennika, n – liczba minikanalów w wymienniku, T_i – temperatura czynnika roboczego (we/wy) i -tego minikanalu.

Wyniki średniej temperatury czynnika roboczego na wlocie i wylocie z wymiennika *PVT* podano w tabeli 7.8. Zgodnie z danymi przedstawionymi w tabeli B.10 (źródło: załącznik B (CD)) pokazano średnie temperatury z powierzchni termogramów kamery termowizyjnej *Flir E60* [S4] (#1-#6) ze środkowych części minikanalów chłodzących ogniwo słoneczne.

Tabela 7.8 Średnia temperatura czynnika roboczego na wlocie i wylocie z wymiennika *PVT*

$q_{w,PV}$, [W/m ²]	400	800	1000	1400	1800	2000
$T_{FC,we}$, [°C] (gorące minikanaly)	19,8	19,8	19,9	20,0	19,9	19,9
$T_{FC,wy}$, [°C] (gorące minikanaly)	20,7	22,2	23,4	24,1	27,2	29,8
$T_{W,we}$, [°C] (zimne minikanaly)	19,5	19,6	19,6	19,6	19,6	19,6
$T_{W,wy}$, [°C] (zimne minikanaly)	19,9	20,0	20,2	20,5	21,7	22,7

Uzyskana średnia temperatura czynnika roboczego w minikanalach pozwala na monitorowanie efektywności chłodzenia modułów i identyfikację potencjalnych problemów, takich jak zapowietrzenie układu minikanalów lub uszkodzenie elementów chłodzenia (płyty wymiennika, uszczelki). W przypadku, gdy średnia temperatura modułów jest zbyt wysoka, może to prowadzić do obniżenia wydajności

i trwałości paneli fotowoltaicznych, dlatego regularne pomiary temperatury i kontrola ich poziomu są kluczowe dla utrzymania sprawności instalacji fotowoltaicznej.

7.6. Analiza temperaturowego współczynnika mocy dla modułu PVT

W rozdziale przedstawiono wpływ chłodzonego ogniwa słonecznego z grupą minikanalów na temperaturowy współczynnik mocy oraz sprawność dla pojedynczego ogniwa fotowoltaicznego w zależności od strumienia ciepła i temperatury. Zaprezentowano wyniki badań eksperymentalnych oraz analizy eksperymentalne dotyczące procesu wymiany ciepła przy wrzeniu przechłodzonym w przepływie przez grupę minikanalów o przekroju prostokątnym. Przedstawiono temperaturowy współczynnik sprawności mocy ogniwa solarnego w dwóch wariantach niechłodzonego oraz chłodzonego. Określono wpływ systemu chłodzenia minikanalowego na wydajność chłodzonego ogniwa słonecznego. Temperaturowy współczynnik mocy, γP jest parametrem oceniającym wydajność modułów fotowoltaicznych. Wraz ze wzrostem temperatury, moduł fotowoltaiczny generuje mniej energii, co wpływa negatywnie na wartość temperaturowego współczynnika mocy. Istnieje wiele czynników wpływających na wartość temperaturowego współczynnika mocy dla paneli PVT, takich jak: temperatura, natężenie światła, moc ogniwa słonecznego. W celu wyznaczenia temperaturowego współczynnika mocy dla ogniwa słonecznego zastosowano wzór na sprawność elektryczną ogniwa słonecznego [6,4,220] w postaci:

$$P_{max} = P_{p,max} \cdot (1 - \gamma P \cdot (T_{PV} - T_{ref})) \quad (7.13)$$

gdzie: P_{max} – moc maksymalna ogniwa przy odpowiedniej temperaturze, $P_{p,max}$ – moc maksymalna ogniwa w warunkach referencyjnych, γP – temperaturowy współczynnik mocy [%/°C], T_{ref} – temperatura referencyjna (25°C), T_{PV} – aktualna temperatura ogniwa.

Temperaturowy współczynnik mocy ogniwa słonecznego przedstawiono jako zależność według publikacji [214,210,56]:

$$\gamma P = \left. \frac{dP}{dT} \right|_{T=25^{\circ}\text{C}} \quad (7.14)$$

Z powyższej zależności (7.13) zmiana mocy maksymalnej $\Delta P_{max} = P_{p,max} - P_{max}$ związana jest ze zmianą temperatury $\Delta T = T_{PV} - T_{ref}$, uproszczona zależność temperaturowego współczynnika mocy określana jest następująco:

$$\gamma P = \frac{\Delta P_{p,max}}{P_{p,max} \cdot \Delta T} \cdot 100\% \quad (7.15)$$

gdzie: γP – temperaturowy współczynnik mocy, ΔP_{max} – zmiana mocy maksymalnej, ΔT – zmiana temperatury na powierzchni.

Temperaturowy współczynnik mocy może również zostać wyznaczony na podstawie pomiarów laboratoryjnych lub danych dostarczonych przez producenta ogniwa. Pierwszy podany przez producenta parametr ogniwa TSS65TN [S11] to współczynnik temperaturowy natężenia prądu równy -0,05%/°C. Przedstawiony parametr oznacza, że przy wzroście temperatury ogniwa o 1°C, natężenie prądu ogniwa zmniejsza się o 0,05%. Kolejny parametr to współczynnik temperaturowy napięcia

prądu równy $-0,33\%/^{\circ}\text{C}$, przedstawiony współczynnik wskazuje, że przy wzroście temperatury ogniwa o 1°C , napięcie generowane przez ogniwo zmniejsza się o $0,33\%$. Najważniejszy parametr to współczynnik temperaturowy mocy równy $-0,42\%/^{\circ}\text{C}$, przedstawiony parametr oznacza, że przy wzroście temperatury ogniwa o 1°C , moc generowana przez ogniwo zmniejsza się o $0,42\%$.

W tabeli 7.9 przedstawiono wartości temperaturowego współczynnika mocy w zależności od strumienia ciepła, różnicy temperatur, zmiany mocy maksymalnej dla pojedynczego niechłodzonego ogniwa fotowoltaicznego TSS65TN [S11].

Tabela 7.9 Tabela wartości temperaturowego współczynnika mocy w zależności od strumienia ciepła, różnicy temperatur, zmiany mocy maksymalnej dla pojedynczego niechłodzonego ogniwa fotowoltaicznego TSS65TN [S11]

Strumień ciepła $q_{w,PV}$, $[\text{W}/\text{m}^2]$	Różnica temperatury $\Delta T_{w,PV}$, $^{\circ}\text{C}$	Zmiana mocy maksymalnej ΔP_{max} , $[\text{W}]$	Temperaturowy współczynnik mocy γP , $[\%/^{\circ}\text{C}]$
400	1,4	-0,01	-0,29
800	4,6	-0,05	-0,44
1000	1,6	-2,12	-0,38
1400	7,9	-0,09	-0,51
1800	11,9	-0,23	-0,9
2000	15,9	-0,27	-0,89

Standardowe warunki testowe i dokładności podano w [S11].

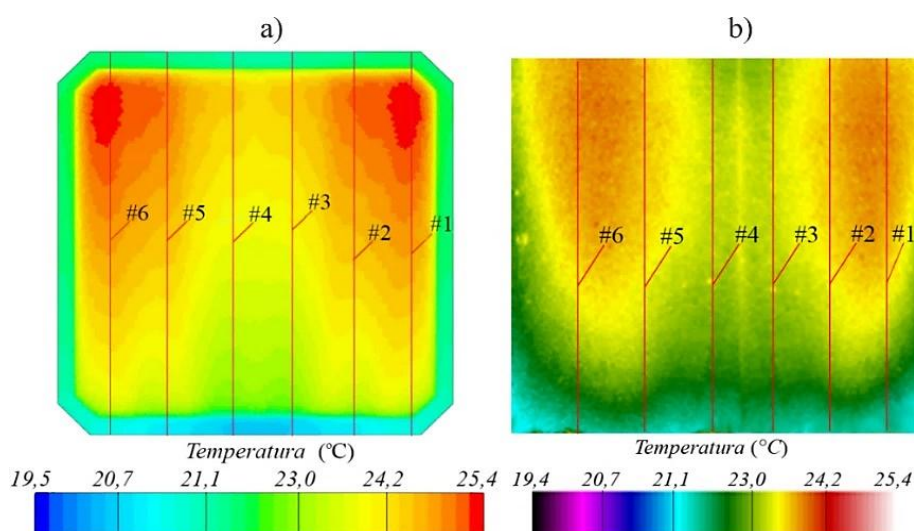
Wartości temperaturowego współczynnika mocy przedstawiono w tabeli 7.10. Współczynnik ten określa jaka część maksymalnej mocy ogniwa słonecznego jest tracona wraz ze wzrostem temperatury chłodzonego ogniwa słonecznego.

Tabela 7.10 Wpływ temperatury oraz strumienia ciepła na wartość temperaturowego współczynnika mocy dla pojedynczego ogniwa fotowoltaicznego TSS65TN [S11] chłodzonego grupą minikanalów

Strumień ciepła $q_{w,PV}$, $[\text{W}/\text{m}^2]$	Różnica temperatury $\Delta T_{w,PV}$, $^{\circ}\text{C}$	Zmiana mocy maksymalnej ΔP_{max} , $[\text{W}]$	Temperaturowy współczynnik mocy γP , $[\%/^{\circ}\text{C}]$
400	4,1	4,10	-0,04
800	2,5	1,44	-0,14
1000	2	1,53	-0,18
1400	2,6	1,52	-0,24
1800	3	1,64	-0,12
2000	2,9	1,71	-0,11

Na rysunku 7.12 przedstawiono rozkład temperatury na powierzchni ogniwa słonecznego uzyskany w wyniku obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ oraz podczas eksperymentu z użyciem kamery termowizyjnej różnica temperatur wynosiła $\Delta T_{w,PV} = 2^{\circ}\text{C}$ a gęstość strumienia ciepła. W tym przypadku temperaturowy współczynnik mocy jest stosunkowo niski i wyniósł $\gamma P = -0,18\%/^{\circ}\text{C}$, oznacza to, że wraz ze wzrostem temperatury o 1°C moc wyjściowa ogniwa słonecznego spada

o 0,18%. Otrzymany współczynnik temperaturowy mocy dla ogniwa niechłodzonego (tabela 7.9) jest znacznie wyższy dla tego $q_w = 1000 \text{ W/m}^2$ i wynosi $-0,38\%/^{\circ}\text{C}$ oznacza to, że wraz ze wzrostem temperatury o 1°C moc wyjściowa ogniwa słonecznego spada o 0,38%. Porównując dwa warianty chłodzonego ogniwa słonecznego grupą minikanalów i niechłodzonego można zauważyć, że ogniwo fotowoltaiczne chłodzone grupą minikanalów zwiększa swoją sprawność przy niższych stratach mocy (temat omówiony w rozdziale 8, rysunek 8.10). Ogniwo słoneczne bez chłodzenia w przypadku wysokich temperatur może osiągnąć znacznie wyższe straty mocy nawet do $-0,9\%/^{\circ}\text{C}$ (rysunki: 7.9 rozdział 7 i 8.14 rozdział 8).



Rysunek 7.12 Rozkład temperatury na powierzchni ogniwa słonecznego uzyskany: a) w wyniku obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+, b) podczas eksperymentu z użyciem kamery termowizyjnej; strumień ciepła $q_{w,PV} = 1000 [\text{W/m}^2]$

Z przeprowadzonych eksperymentów i analizy wyników wywnioskowano, że chłodzone ogniwo grupą minikanalów może znacznie poprawić jego wydajność nawet od 10% do 14%, co jest szczególnie ważne w zastosowaniach, w których panele są narażone na działanie wysokich temperatur, np. w instalacjach fotowoltaicznych w gorącym klimacie. Znana wartość współczynnika przejmowania ciepła α_{12} na styku ogniwa fotowoltaicznego z czynnikiem roboczym może być wykorzystana w zależności opisującej sprawność ogniwa słonecznego do obliczenia jego efektywności i wyznaczono z zależności [207]:

$$\eta_{PV} = \frac{\left(\frac{P_{PV}}{A_{PV}} \cdot E \right)}{1 + \alpha_{12}(x) \cdot (T_{w,IR} - T_s)} \quad (7.16)$$

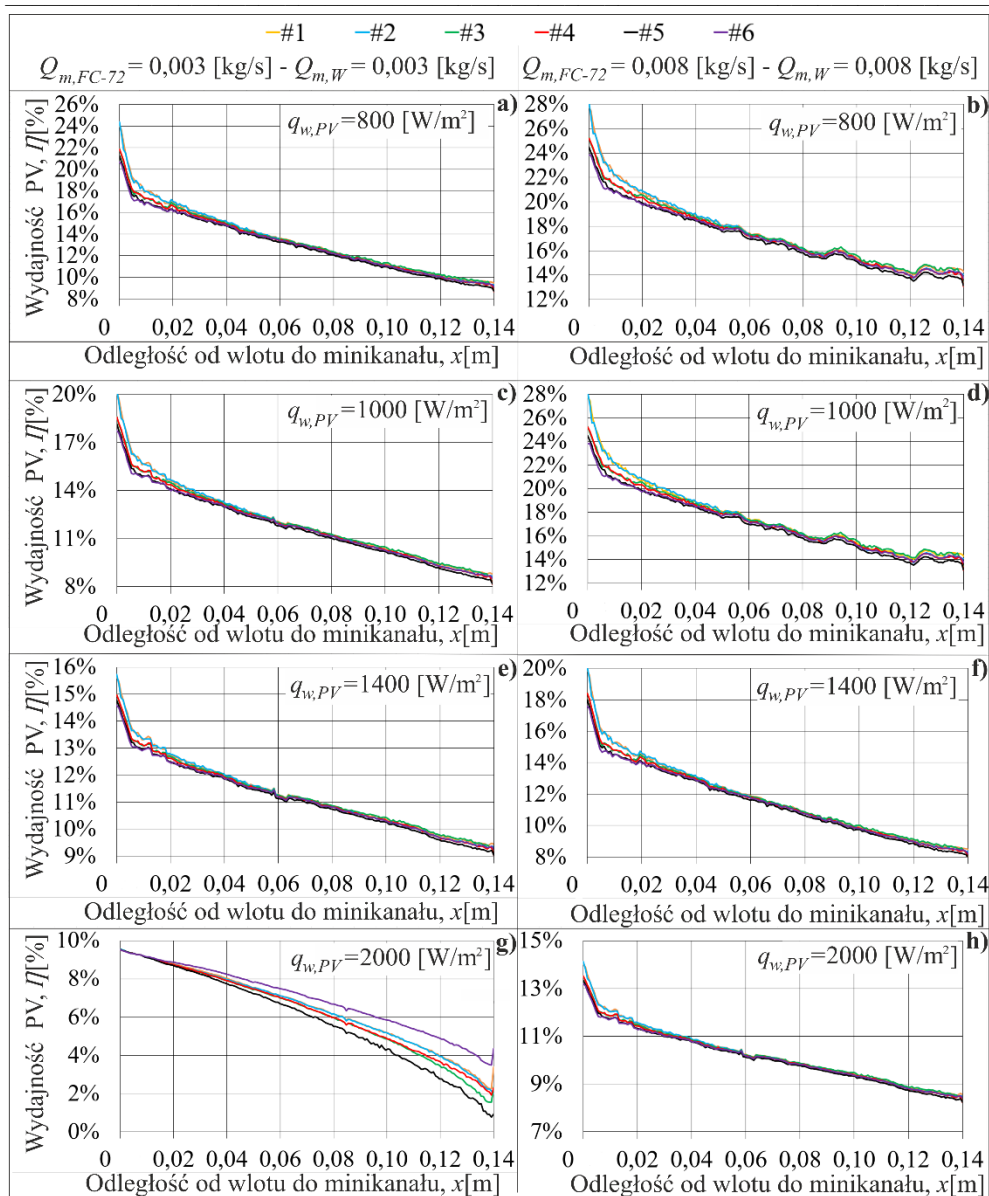
gdzie: η_{PV} – wydajność ogniwa słonecznego, P_{PV} – moc ogniwa słonecznego, A_{PV} – pole powierzchni ogniwa słonecznego, E – natężenie promieniowania

słonecznego, $T_{w,IR}$ – wartości temperatury aproksymowane według linii #3 z powierzchni termogramu ogniwa *PV* (kamera termowizyjna *Flir* E60), T_s – temperatura otoczenia, α_{12} – współczynnik przejmowania ciepła na styku ogniwa fotowoltaicznego z czynnikiem roboczym. Na rysunku 7.13a-h przedstawiono zależność między wydajnością ogniwa fotowoltaicznego a odległością od wlotu do minikanalu.

Na rysunku 7.13 przedstawiono zależność wydajności chłodzonego ogniwa słonecznego z dwoma minikanalami, dla gęstości strumienia ciepła: $q_{w,PV} = 800 \text{ W/m}^2$, do 2000 W/m^2 przy orientacji modułu 180° , gdzie badano przepływ czynników roboczych przeciwpływowy.

Im wyższy współczynnik α_{12} od wlotu do minikanalu, tym bardziej ogniwo fotowoltaiczne może być chłodzone i produkuje więcej energii (rysunek 7.13e). Większość paneli fotowoltaicznych charakteryzuje zakres wydajności 15-20%, ale niektóre modele mogą mieć sprawność nawet powyżej 20%. Podczas badania ogniwa TSS65TN chłodzonego grupą minikanalów uzyskano zakres wydajności od 8% do 28% (rysunek 7.13d) przy masowym natężeniu obu czynników roboczych $Q_m = 0,008 \text{ kg/s}$, (strumień ciepła $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$ dla standardowych warunków testowych). Zauważono, że zakres wydajności ogniwa wyniósł od wlotu do minikanalu od 24% do 28% a następnie nastąpił spadek na całej długości kanału do wartości 14% (rysunek 7.13d).

Na rysunku 7.9a przedstawiono stosunek mocy wyjściowej ogniwa do czasu nagrzewania w warunkach braku chłodzenia. Wartości na wykresach można wyrazić jako wartość mocy generowanej przez ogniwo do funkcji czasu. Widoczny jest spadek mocy, począwszy od 342 sekundy ogrzewania, gdzie moc wyjściowa z ogniwa *PV* spadła po 642 sekundach z wartości 2,25 W do 1,22 W. Ogniwa fotowoltaiczne o wydajniejszym chłodzeniu mogą efektywniej przekształcać energię słoneczną na energię elektryczną, co ma wpływ na ogólną wydajność systemu fotowoltaicznego od 12% do 38% (tabele 7.4, 7.7, 7.11).



Rysunek 7.13 Zależność wydajności chłodzonego ogniwa słonecznego z dwoma minikanalami, dla gęstości strumienia ciepła: a), b) $q_{w,PV}=800 \text{ W/m}^2$, c), d) $q_{w,PV}=1000 \text{ W/m}^2$, e), f) $q_{w,PV}=1400 \text{ W/m}^2$, g), h) $q_{w,PV}=2000 \text{ W/m}^2$; orientacja modułu 180° , przepływ przeciwpądowy przy masowym natężeniu przepływu przepływającego gorącego czynnika roboczego FC-72: a), c), e), g) $Q_{m,FC}=0,003 \text{ kg/s}$ strumień masy zimnej wody $Q_{m,w}=0,008 \text{ kg/s}$; b), d), f), h) $Q_{m,FC}=0,008 \text{ kg/s}$ strumień masy zimnej wody $Q_{m,w}=0,008 \text{ kg/s}$

Z przeprowadzonej analizy wyników otrzymanych podczas chłodzenia ogniwa solarnego grupą minikanalów najbardziej efektywne chłodzenie ogniwa słonecznego

można zauważyć w początkowym odcinku minikanalu. Widoczny jest spadek wydajności chłodzonego ogniwa wraz ze wzrostem odległości od wlotu do minikanalu. Wyższe wartości temperatury powierzchni chłodzonego ogniwa solarne na bocznych krawędziach modułu nie wpływają na maksymalne różnice wydajności względem centralnej części modułu, które wynosiły: $\eta_{PV} = 0,05\%$ do $\eta_{PV} = 3,1\%$. Najintensywniej chłodzonym odcinkiem powierzchni ogniwa solarne jest środkowa część (#3, #4), (rysunek 7.12).

W tabeli 7.11 zestawiono średnią wydajność chłodzonego ogniwa słonecznego podczas zmiany masowego natężenia przeciwprowodowego przepływu czynników roboczych w grupie minikanalów dla orientacji modułu 180° .

Tabela 7.11 Średnia wydajność chłodzonego ogniwa słonecznego podczas zmiany masowego natężenia przeciwprowodowego przepływu czynników roboczych w grupie minikanalów, orientacja modułu 180° , płyta środkowa miedziana

	[kg/s]	400 W/m ²	800 W/m ²	1000 W/m ²	1400 W/m ²	1800 W/m ²	2000 W/m ²
$Q_{m,FC}$	0,003	38%	29%	26%	19%	14%	10%
$Q_{m,W}$	0,003						
$Q_{m,FC}$	0,003	23%	14%	11%	8%	5%	4%
$Q_{m,W}$	0,008						
$Q_{m,FC}$	0,006	31%	20%	17%	14%	11%	10%
$Q_{m,W}$	0,006						
$Q_{m,FC}$	0,008	28%	17%	14%	12%	11%	9%
$Q_{m,W}$	0,003						
$Q_{m,FC}$	0,008	30%	19%	16%	12%	10%	9%
$Q_{m,W}$	0,008						

Analizując wyniki podane w tabeli 7.11 można stwierdzić, że podczas badań najbardziej chłodzona powierzchnia jest, gdy masowy przepływ wynosi: $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s - $Q_{m,W} = 0,006$ oraz $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s - $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s. Wartości efektywności przedstawionych dwóch przepływów są najbardziej stabilne i wahają się w zakresie od 10% do 30%.

8. WYNIKI BADAŃ I ICH ANALIZA

8.1. Streszczenie

W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki uzyskane z eksperymentów dla modułów z dwoma i z grupą minikanalów, podczas których zastosowano dwie kamery termowizyjne. Jedną z nich (*Flir A655SC*) użyto do detekcji temperatury na powierzchni płyty grzejnej, a drugą (*Flir E60*) do pomiaru temperatury powierzchni ogniwa słonecznego lub płyty zamykającej. W dalszej części pracy zaprezentowano wartości współczynników przejmowania ciepła oraz temperatury powierzchni, które zostały opracowane na podstawie badań modułu z płytą grzejną z dwoma równoległymi minikanalami oraz modułu z ogniwem solarnym z grupą minikanalów (w obszarze wrzenia przechłodzonego). W kolejnym podrozdziale przedstawiono analizę porównawczą wyników uzyskanych z podejścia 1D z wynikami z podejścia 2D oraz z równań kryterialnych wybranych z literatury. Następnie przedstawiono analizę porównawczą wyników uzyskanych z podejścia 1D i 2D z wynikami uzyskanymi z obliczeń numerycznych wykonanych w komercyjnym programie *CFD* (STAR-CCM+). W ostatnim podrozdziale przedstawiono wpływ wybranych czynników na intensyfikację wymiany ciepła.

8.2. Pola temperaturowe

Analiza pól temperaturowych odgrywa kluczową rolę w ocenie efektywności wymiany ciepła oraz w identyfikacji obszarów o podwyższonej lub obniżonej temperaturze w badanych modułach z dwoma i z grupą minikanalów. Zastosowane dwie kamery IR pozwoliły na dokładną analizę rozkładu temperatury powierzchni płyty grzejnej i zamykającej. Natomiast do pomiaru punktowego płyty środkowej zastosowano termopary przymocowane na jej krańcach (przylutowane od strony minikanalu z przepływającym czynnikiem roboczym FC-72). Dokładność pomiaru temperatury z wykorzystaniem kamer termowizyjnych *Flir A655SC* i *Flir E60* (Certyfikat kalibracji nr. K1501035, laboratorium wzorcujące nr.2372) przedstawiono w tabeli 5.1 w rozdziale 5. W tabeli A.15 (Załącznik A) przedstawiono parametry pomiarowe kamery termowizyjnej *Flir A655SC* ustawionej względem płyty grzejnej pod kątem 90° oraz w tabeli A.16 (Załącznik A) przedstawiono parametry kamery *Flir E60* ustawionej do powierzchni ogniwa słonecznego pod kątem 30°. Najważniejszy parametr wpływający na dokładność pomiaru temperatury metody termowizyjnej obejmuje emisyjność materiału (tabele: A.15, A.16 (Załącznik A)). Podczas korzystania z kamer termowizyjnych, pomiar temperatury otoczenia pozwala na uwzględnienie wpływu warunków atmosferycznych na badany obiekt. Podczas eksperymentu występowała również automatyczna kalibracja kamery, która jest kluczowa dla utrzymania stabilności i dokładności pomiarów. Natomiast wilgotność względna jest parametrem, który może w mniejszym stopniu wpływać na emisję ciepła, a tym samym na wyniki pomiarów. W warunkach laboratoryjnych przeprowadzono badania modułu z dwoma minikanalami oraz w drugim laboratorium z grupą minikanalów. Środowisko laboratoryjne umożliwia dokładną kontrolę warunków eksperymentalnych,

takich jak temperatura, wilgotność oraz natężenie oświetlenia. Pozwala to na eliminację czynników zakłócających i skupienie się tylko na badanym zjawisku. Wykonano również badania w terenie na zewnątrz dla zespołu paneli fotowoltaicznych. Środowisko zewnętrzne pozwala na analizę pracy instalacji w rzeczywistych warunkach atmosferycznych, takich jak zmienne nasłonecznienie, wilgotność powietrza, temperatura otoczenia, czy obecność wiatru.

8.2.1. Moduł z płytą grzejną z dwoma minikanalami

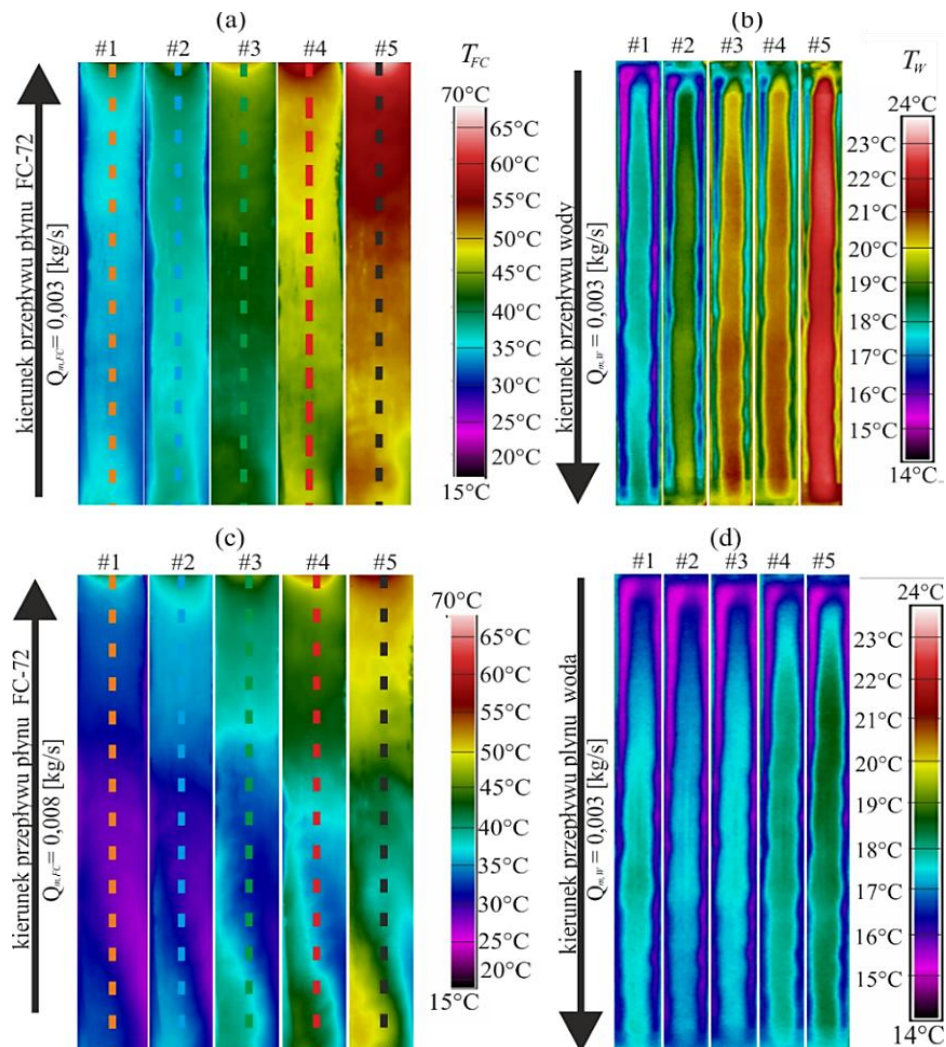
Badany system dwóch obiegów, przedstawiony na rysunku 5.2a w rozdziale 5, składa się w głównej części z modułu z dwoma równoległymi minikanalami. W minikanale gorącym przepływał czynnik roboczy FC-72, który był ogrzewany za pomocą płyty grzejnej na całej długości minikanalu. Jednocześnie w drugim minikanale, znajdującym się za płytą środkową *Ag* (rysunek 8.3d, h, l, rysunek 8.4d, h) oraz *Cu* (rysunek 8.5d, h, l, 8.6d, h), następował przepływ wody destylowanej, który odbywał się w przeciwnym kierunku, (przeciwpładowo). W części wlotowej do kanału z płytą grzejną wpływał chłodny czynnik FC-72 o temperaturze zbliżonej do panującej w pomieszczeniu laboratoryjnym. Od ścianki ogrzewanej oporowo, płyn FC-72 ogrzewał się podczas przepływu wzdłuż powierzchni grzejnej, osiągając maksymalną temperaturę w części wylotowej. Następnie wodę ochładzaną wprowadzano do kanału zimnego w drugim obiegu. Od płyty środkowej woda ogrzewała się podczas przepływu wzdłuż powierzchni płyty środkowej, osiągając maksymalną temperaturę w części wylotowej z minikanalu zimnego.

Na rysunkach 8.1 i 8.2 przedstawiono termogramy zarejestrowane przy użyciu kamer termowizyjnych. Przedstawiają rozkłady temperatur na zewnętrznej powierzchni płyty grzejnej (rysunki: 8.1a, c, 8.2a, c) oraz płyty zamykającej (rysunek 8.1b, d) – wykonane za pomocą kamery *Flir A655SC* [S5] i (rysunek 8.1b, d, 8.2b, d) – wykonane za pomocą kamery termowizyjnej *Flir E60* [S4].

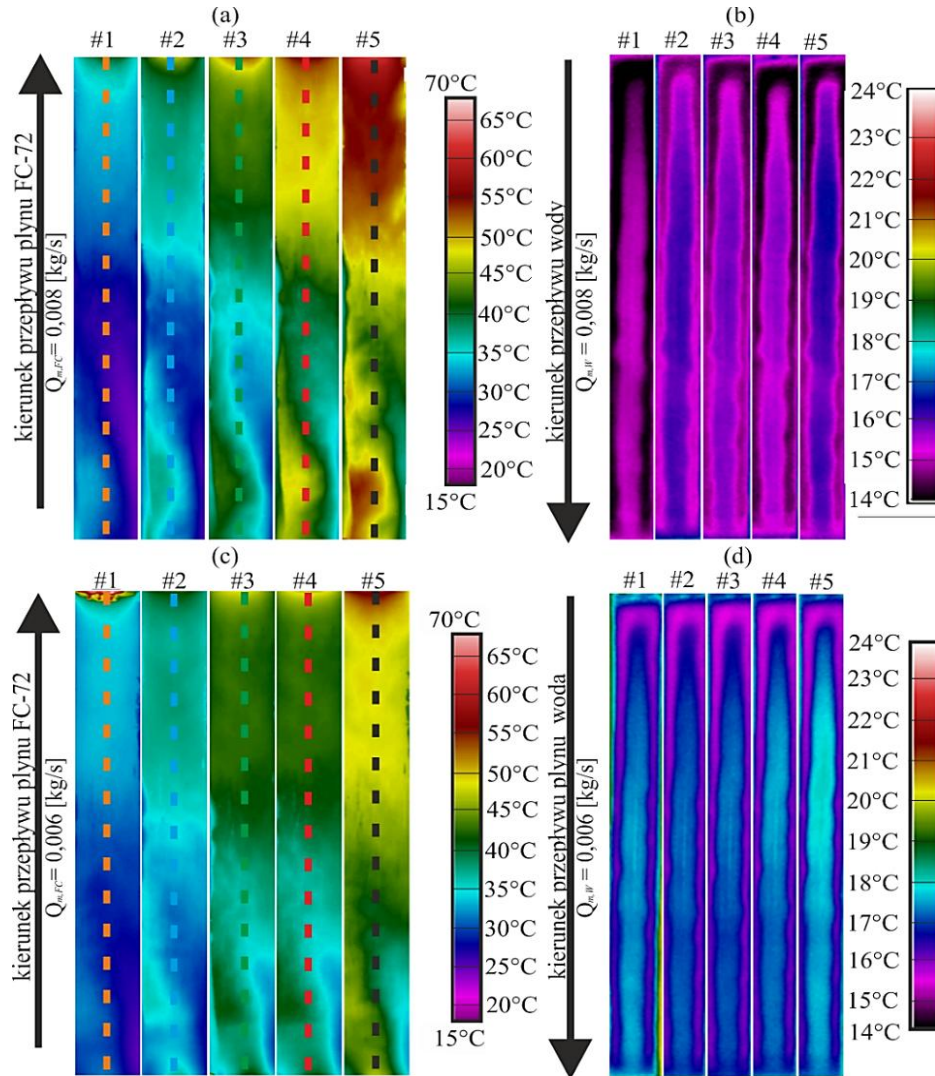
Na rysunkach 8.3 i 8.4 przedstawiono rozkłady temperatury poszczególnych warstw modułu z płytą grzejną Haynes-230 teksturowanej laserowo z dwoma równoległymi minikanalami oraz płyty środkowej srebrnej o powierzchni gładkiej, dla przepływu przeciwpładowego i orientacji 180° . Rysunki 8.5 i 8.6 przedstawiają rozkłady temperatury poszczególnych warstw modułu z płytą grzejną gładką, z dwoma równoległymi minikanalami oraz płytą środkową gładką *Cu*, w warunkach przepływu płynów przeciwpładowo i orientacji modułu 180° .

Analiza rozkładu temperatury na płycie grzejnej dostarcza istotnych informacji o efektywności wymiany ciepła i pozwala na identyfikację potencjalnych zmian temperatur, takich jak nierównomierne nagrzewanie czy lokalne przegrzewanie. W zależności od rodzaju przekazywania ciepła na drodze jednofazowego przepływu lub dla wrzenia przechłodzonego na podstawie ogólnej charakterystyki przedstawionych termogramów sformułowano następujące obserwacje i wnioski:

- Analizując jednofazowy przepływ płynu FC-72, rozkład temperatury na płycie grzejnej jest zazwyczaj stosunkowo jednorodny, zwłaszcza przy laminarnym przepływie i stabilnych warunkach termicznych.



Rysunek 8.1 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych wykonane kamerami termowizyjnymi dla modułu z dwoma minikanalami z płytą grzejącą zmodyfikowaną jednostronnie teksturowaniem laserowym od strony przepływającego płynu FC-72. Termogramy dla: a), c) zewnętrznej powierzchni płyty grzejącej; b), d) zewnętrznej powierzchni płyty zamykającej; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Ag , gęstość strumienia ciepła dla: a), b) #1 – $q_{w,H} = 8,12 \text{ kW/m}^2$, #2 – $q_{w,H} = 12,05 \text{ kW/m}^2$, #3 – $q_{w,H} = 17,98 \text{ kW/m}^2$, #4 – $q_{w,H} = 25,94 \text{ kW/m}^2$, #5 – $q_{w,H} = 32,66 \text{ kW/m}^2$; c), d) #1 – $q_{w,H} = 8,64 \text{ kW/m}^2$, #2 – $q_{w,H} = 13,08 \text{ kW/m}^2$, #3 – $q_{w,H} = 18,40 \text{ kW/m}^2$, #4 – $q_{w,H} = 27,20 \text{ kW/m}^2$, #5 – $q_{w,H} = 35,73 \text{ kW/m}^2$; orientacja modułu 180°

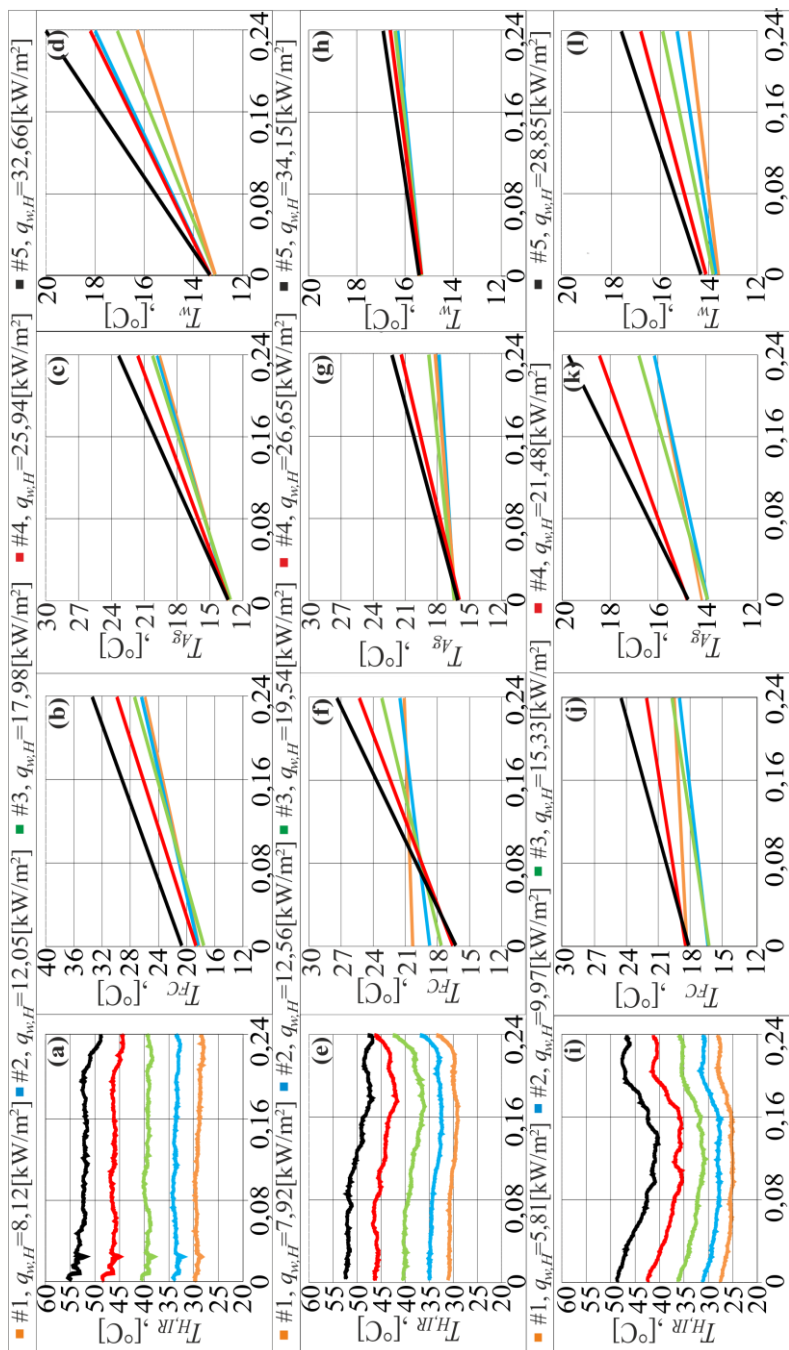


Rysunek 8.2 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych wykonane kamerami termowizyjnymi dla modułu z dwoma minikanalami z płytą grzejącą gładką od strony przepływającego płynu FC-72. Termogramy dla: a), c) zewnętrznej powierzchni płyty grzejącej; b), d) zewnętrznej powierzchni płyty zamykającej; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Cu, gęstość strumienia ciepła dla: a), b) #1 – $q_{w,H} = 8,58 \text{ kW/m}^2$, #2 – $q_{w,H} = 12,97 \text{ kW/m}^2$, #3 – $q_{w,H} = 19,67 \text{ kW/m}^2$, #4 – $q_{w,H} = 27,78 \text{ kW/m}^2$, #5 – $q_{w,H} = 36,71 \text{ kW/m}^2$; c), d) #1 – $q_{w,H} = 7,03 \text{ kW/m}^2$, #2 – $q_{w,H} = 13,01 \text{ kW/m}^2$, #3 – $q_{w,H} = 19,87 \text{ kW/m}^2$, #4 – $q_{w,H} = 27,66 \text{ kW/m}^2$, #5 – $q_{w,H} = 35,21 \text{ kW/m}^2$; orientacja modułu 180°

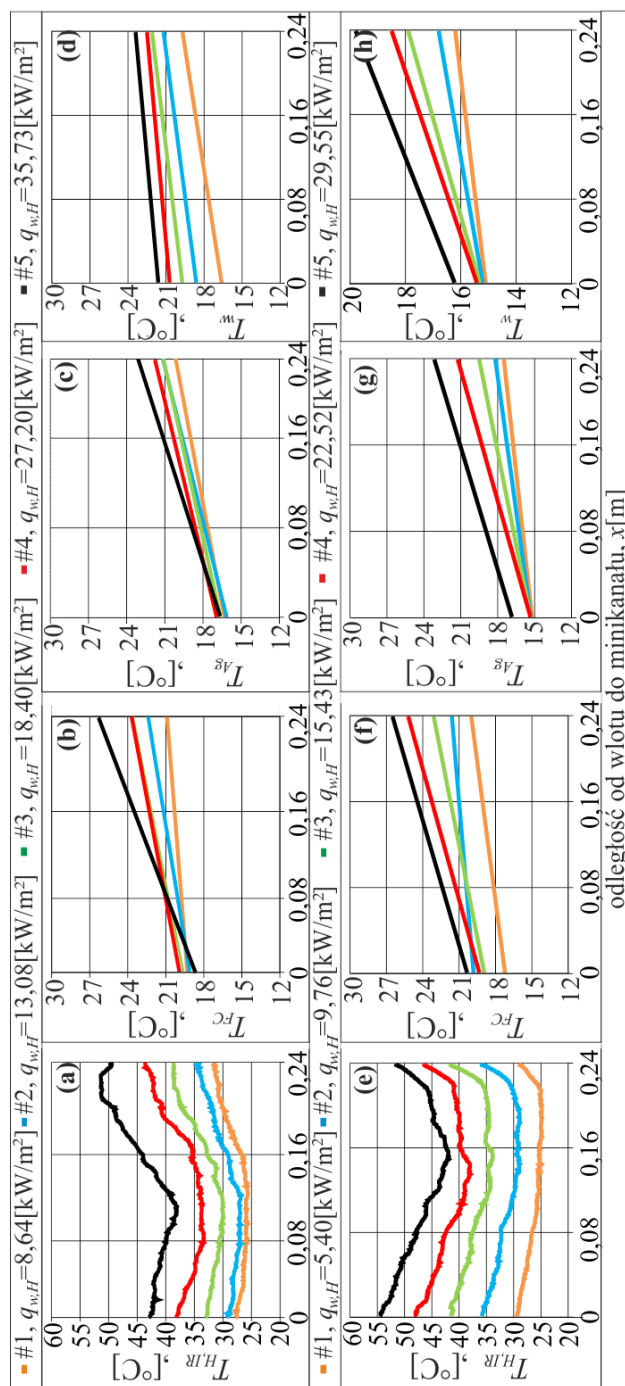
- Analizując wyniki dla wrzenia przechłodzonego w minikanale gorącym, różnice temperatury na powierzchni płyty grzejącej mogą świadczyć o niejednorodnym

nagrzewaniu. Lokalne przegrzewanie może być spowodowane m.in. wrzeniem płynu FC-72, w miejscach, gdzie ciepło jest efektywnie przekazywane w procesach tworzenia i odrywania czy kondensacji pęcherzyków pary.

- Jeżeli temperatura powierzchni płyty grzejnej jest niższa niż temperatura nasycenia cieczy $T_{sat} = 56^{\circ}\text{C}$ przy ciśnieniu atmosferycznym 1012 hPa (obserwowane przy gęstości strumienia ciepła wynoszącym $q_{w,H} = 17,98 \text{ kW/m}^2$), płyn FC-72 przejmuje ciepło od płyty grzejnej na drodze jednofazowej konwekcji wymuszonej bez zmiany fazy oraz przy masowym natężeniu przepływu czynników roboczych w obu minikanalach ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$), (rysunek 8.1a, b). Temperatura płyty grzejnej jest stosunkowo równomierna na całej długości i zależy głównie od strumienia ciepła dostarczanego do płyty grzejnej i masowego natężenia przepływającego płynu w obu minikanalach. Temperatura na całej długości powierzchni płyty zamykającej (rysunek 8.1b) jest stosunkowo równomierna i wynosi $T_{z,IR} = 21^{\circ}\text{C}$ przy niskim masowym natężeniu przepływu ($0,003 \text{ kg/s}$) obu czynników roboczych.
- Jeżeli temperatura powierzchni płyty grzejnej jest wyższa niż temperatura nasycenia $T_{sat} = 56^{\circ}\text{C}$ przy ciśnieniu atmosferycznym 1012 hPa oraz gęstości strumienia ciepła #5 – $q_{w,H} = 32,66 \text{ kW/m}^2$ w minikanale z płynem FC-72 następuje wrzenie przechłodzone przy masowym natężeniu przepływu czynników roboczych w obu minikanalach ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$), (rysunek 8.1a). Temperatura na całej długości płyty grzejnej jest równomierna i wzrasta wraz z odległością od wlotu do minikanalu. Po drugiej stronie modułu temperatura powierzchni płyty zamykającej wynosi $T_{z,IR} = 23^{\circ}\text{C}$ (rysunek 8.1b) na całej długości.
- Jeżeli zwiększymy masowe natężenie przepływu płynu FC-72 w układzie chłodzenia dwoma minikanalami, zachodzą zmiany w mechanizmach przekazywania ciepła i rozkładzie temperatury na płycie grzejnej. Na termogramach można zauważyć mniejsze różnice wartości temperatury (rysunek 8.1c), różnice pomiędzy najcieplejszymi i najchłodniejszymi punktami płyty grzejnej maleją. Front wrzenia przesuwa się bliżej wylotu z minikanalu (rysunki 8.1c, 8.2c). Natomiast jeżeli w obu minikanalach występuje wysoki masowy przepływ czynników roboczych ($Q_m = 0,008 \text{ kg/s}$) temperatura płyty grzejnej na całej długości jest nierównomierna. Temperatura powierzchni płyty grzejnej wzrasta w końcowym odcinku minikanalu.
- Podczas badań modułu z wariantem płyty środkowej srebrnej zauważono, że przy najniższym masowym natężeniu przepływu płynów w obu minikanalach ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$), gdy ustawiono natężenie prądu na 76,1 A, (gęstość strumienia ciepła $q_{w,H} = 32,66 \text{ kW/m}^2$) powierzchnia całej płyty grzejnej osiągnęła temperaturę $T_{H,IR} = 56^{\circ}\text{C}$. Natomiast dla najwyższych masowych przepływów w obu minikanalach ($Q_m = 0,008 \text{ kg/s}$), przy ustawieniu natężenia prądu dostarczanego do płyty grzejnej na 101,2 A (gęstości strumienia ciepła $q_{w,H} = 60,36 \text{ kW/m}^2$) osiągnięto ten sam rezultat (efektywne chłodzenie minikanalami).



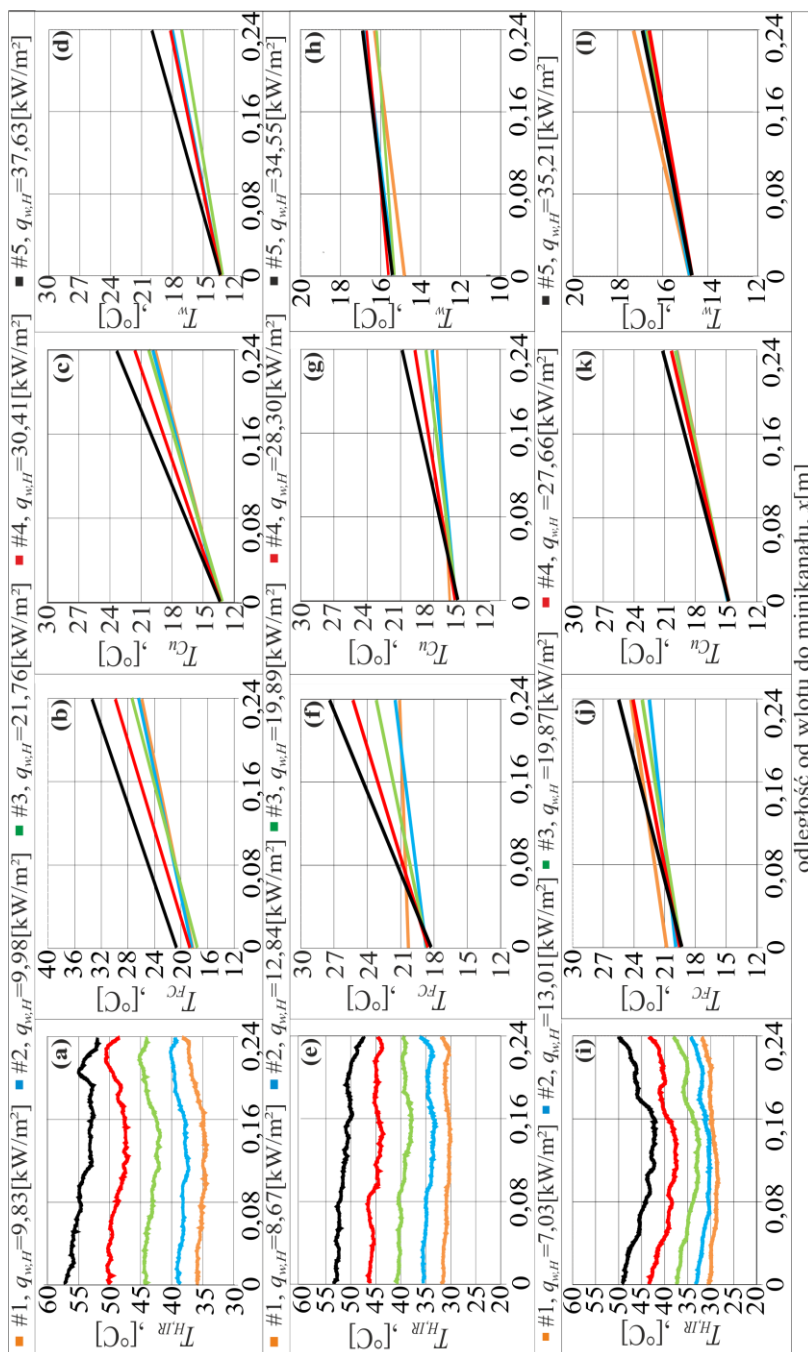
Rysunek 8.3 Rozkłady temperatury poszczególnych warstw modułu z płytą grzejną z dwoma równoległymi minikanalami dla: a), e), i); temperatura płyty grzejnej teksturowanej laserowo, b), f), j) temperatura czynnika roboczego FC-72; c), g), k); temperatura płyty środkowej srebrnej (Ag) od strony czynnika roboczego FC-72; d), h), l) temperatura wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Ag, przepływ czynnika roboczego przeciwpłądowo; a) – d) – $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) – $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ [kg/s]; $\dot{O}_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; i) – l) – $\dot{O}_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; orientacja modułu 180°



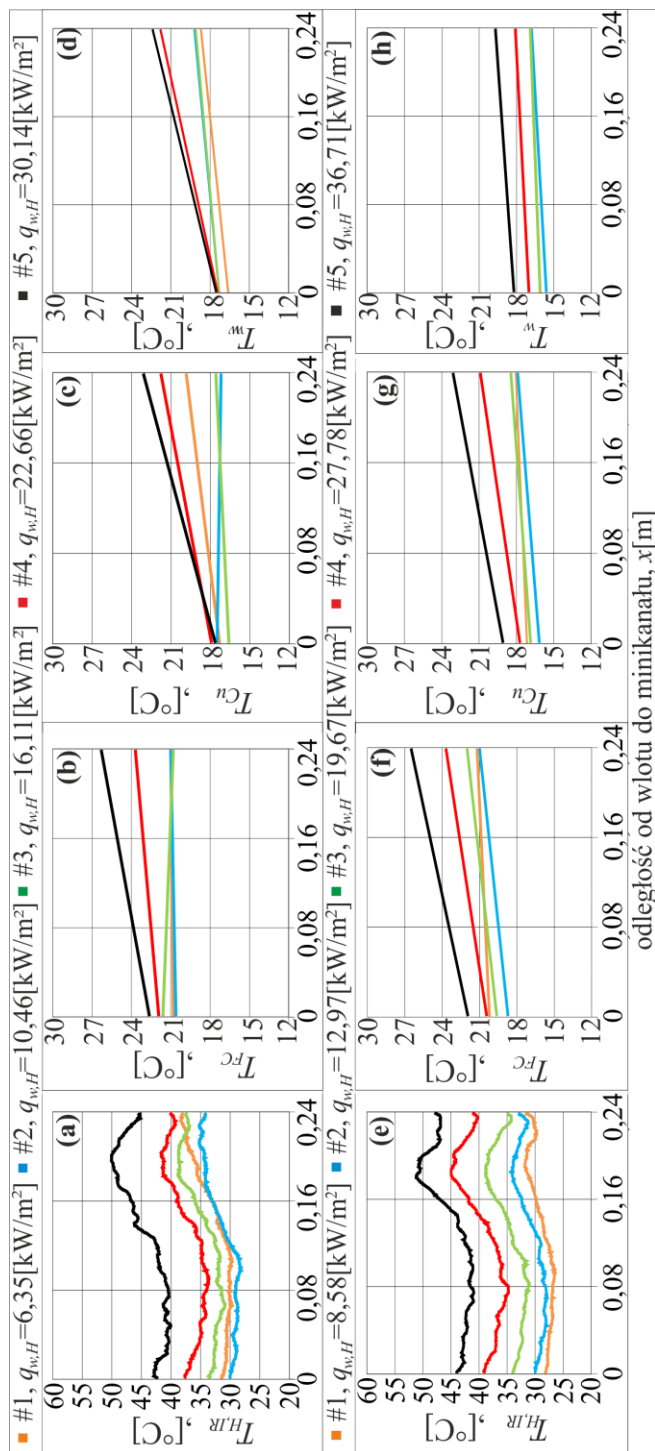
Rysunek 8.4 Rozkłady temperatury poszczególnych warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami dla: a), c); temperatura płyty grzejnej teksturowanej laserowo; b), f) temperatura czynnika roboczego FC-72; d), g); temperatura płyty środkowej srebrnej (A_g) od strony czynnika roboczego FC-72; e), h) temperatura wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa A_g , przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo; a) – d) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s]; e) – h) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180°

Na podstawie rozkładu temperatur pokazanych na rysunkach 8.3, 8.4 dotyczących modułu z płytą środkową srebrną, uzyskano następujące obserwacje i wnioski:

- W przypadku przeciwnieprądowego przepływu czynników roboczych zaobserwowano spadek temperatury płyty grzejnej w odległości 0,15 m od wlotu do minikanalu z płynem FC-72, dla której otrzymane wyniki wskazywały na wysoką efektywność wymiany ciepła w warunkach maksymalnego masowego natężenia przepływu czynników roboczych w obu minikanalach ($Q_m = 0,008$ kg/s), (rysunek 8.4e). Następnie temperatura na płycie grzejnej rośnie do wartości $T_{H,IR} = 53,1^\circ\text{C}$ od 0,16 m do wylotu z minikanalu.
- Gdy zwiększono przepływ masowy czynnika roboczego w minikanale z wodą (kanale zimnym) zauważono, iż spadek wartości temperatury spowodowany inicjacją wrzenia przechłodzonego przemieszcza się wraz ze wzrostem strumienia ciepła w kierunku wlotu do minikanalu (rysunek 8.4a, e). W całym obszarze zimnego kanału z wodą obserwuje się jednofazową konwekcję wymuszoną jako dominujący mechanizm wymiany ciepła, przebiegającą w kierunku wlotowym minikanalu. W zimnym minikanale z wodą występuje na całej długości wymiana ciepła, która odbywa się na drodze jednofazowej konwekcji wymuszonej na całej długości w kierunku wlotu do minikanalu.
- Wzrost masowego natężenia przepływu czynników roboczych w obu minikanalach ($Q_m = 0,008$ kg/s) prowadzi do zwiększenia efektywności wymiany ciepła, co w rezultacie powoduje zmniejszenie różnic temperatur czynników roboczych opływających płytę środkową Ag po obu stronach (rysunek 8.4f, g). Natężenie przepływu wody $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s podczas chłodzenia ma istotny wpływ na temperaturę powierzchni płyty środkowej (rysunek 8.4g), czynnik roboczy w minikanale gorącym (8.4f) oraz płytę grzejną (rysunek 8.4e).
- Intensywne przekazywanie ciepła zachodzi od odległości 0,08 m aż do 0,16 m od wlotu do minikanalu (gorącego). Dla modułu z wariantem płyty środkowej w środkowym i końcowym odcinku minikanalu często dochodzi do wrzenia przechłodzonego, nawet przy wyższym natężeniu przepływu obu czynników roboczych ($Q_m = 0,008$ kg/s). Temperatura powierzchni płyty grzejnej osiąga w obszarze wrzenia przechłodzonego $T_{H,IR} = 55,6^\circ\text{C}$ (rysunek 8.4e). Średnia temperatura w rdzeniu przepływu wynosi $T_{FC} = 33^\circ\text{C}$ i jest niższa od temperatury nasycenia $\Delta T_{sat} = T_{FC} - T_{sat}$ gdzie $T_{sat} = 63^\circ\text{C}$ z najwyższym strumieniem ciepła wynoszącym $q_{w,H} = 32,6$ kW/m² (rysunek 8.3 a, b).



Rysunek 8.5 Rozkłady temperatury warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami; przepływ czynników roboczych przeciwprądowo; dla: a), e), i) - płyty grzejącej gładkiej; b), f), j) - czynnika roboczego FC-72, c), g), k) - płyty środkowej miedzianej (Cu) od strony czynnika roboczego FC-72, d), h), l) wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Cu, przepływ czynników roboczych przeciwprądowo; a) - d) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) - h) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; i) - l) - $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; orientacja modułu 180°



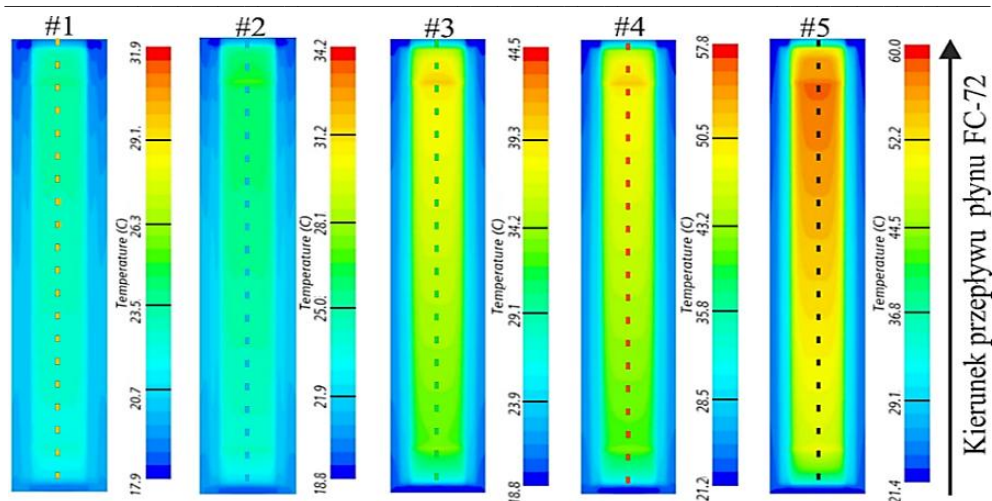
Rysunek 8.6 Rozkłady temperatury warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami; przepływ czynników roboczych przeciwprądowo dla: a), e) - płyty grzejącej gładkiej, b), f) - czynnika roboczego FC-72, c), g) - płyty środkowej miedzianej (Cu) od strony czynnika roboczego FC-72, d), h) - wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Cu, przepływ czynników roboczych przeciwprądowo; a) – d) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s; orientacja modułu 180°

W oparciu o rozkłady temperatur pokazane na rysunkach 8.5, 8.6 dotyczące wariantu z płytą środkową miedzianą uzyskano następujące obserwacje i wnioski:

- Zaobserwowano, że płyta grzejna osiąga temperatury minimalne w tej samej odległości 0,12 m od wlotu do minikanalu dla wariantu z płytą środkową srebrną oraz wariantu z płytą miedzianą podczas masowego natężenia przepływu obu płynów (gorącego) FC-72 wynoszącym: $\dot{Q}_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s}$ i zimnego (woda) $\dot{Q}_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s}$ (rysunki: 8.3i oraz 8.5i).
- Porównując wartości temperatur na powierzchniach dwóch badanych wariantów płyt środkowych (*Ag* i *Cu*), zauważono, że rozkłady temperatur od strony minikanalu z płynem FC-72 różnią się do 5% w zależności od natężenia przepływu czynników roboczych. Wymiana ciepła przebiega bardziej efektywnie w przypadku modułu z płytą środkową *Ag*, co zmniejsza straty energii i poprawia wydajność systemu dwóch minikanalów.
- Wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu czynników roboczych w obu minikanalach opływających płytę środkową z miedzi (analogiczna sytuacja wystąpiła również w przypadku wariantu z płytą środkową *Ag*) zauważono wzrost wartości temperatury na powierzchni płyty grzejnej do odległości 0,20 m (rysunek 8.6a) od wlotu do minikanalu. Jednakże wspomniany wzrost temperatury na płycie grzejnej zachodzi z mniejszą intensywnością i na krótszym odcinku (rysunek 8.6a) co spowodowane jest wzrostem masowego natężenia przepływu ($\dot{Q}_{m,W} = 0,008 \text{ kg/s}$) wody w minikanale zimnym (rysunek 8.6e).

Analiza danych wymagała zastosowania narzędzi numerycznych, takich jak symulacje komputerowe *CFD* (*Computational Fluid Dynamics*), które wykonano w programie STAR CCM+.

Na rysunku 8.7 przedstawiono rozkłady temperatur powierzchni płyty grzejnej wymiennika ciepła z dwoma minikanalami uzyskanymi w programie numerycznym STAR CCM+, podczas wzrostu gęstości strumienia ciepła dostarczanego do płyty grzejnej.

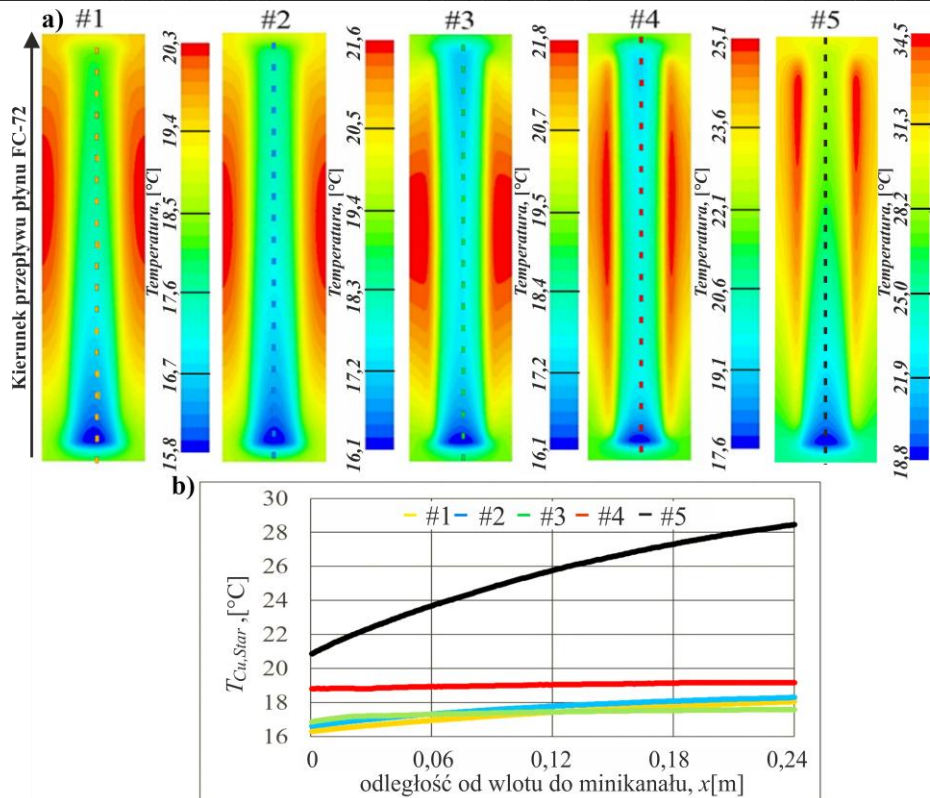


Rysunek 8.7 Rozkłady temperatur płyty grzejnej wymiennika z dwoma równoległymi minikanalami wyznaczone w programie numerycznym STAR-CCM+, parametry cieplno-przepływowe: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 $\dot{Q}_{m,FC}=0,003$ kg/s wody $\dot{Q}_{m,W}=0,003$ kg/s, orientacja modułu 180° , gęstość strumienia ciepła dla: #1 – $q_{w,H}=9,83$ kW/m², #2 – $q_{w,H}=9,98$ kW/m², #3 – $q_{w,H}=21,76$ kW/m², #4 – $q_{w,H}=30,41$ kW/m², #5 – $q_{w,H}=37,63$ kW/m²

Różnice w rozkładzie temperatury na termogramach powierzchni płyty grzejnej, przedstawione na rysunku 8.1a, porównano z wynikami uzyskanymi z programu STAR-CCM+ (rysunek 8.7). Analizując zmiany wartości temperatury powierzchni płyty grzejnej stykającej się na całej długości z płynem FC-72 przepływającym w minikanale gorącym zaobserwowano, iż:

- Temperatura powierzchni płyty grzejnej wzrasta wraz z odległością od wlotu do minikanalu dla wszystkich gęstości strumienia ciepła.
- Najwyższą wartość temperatury $T_{H,STAR} = 56^\circ\text{C}$ na powierzchni płyty grzejnej uzyskano dla aproksymowanych liniowo punktów pomiarowych oznaczonych jako linia #5 – $q_{w,H,STAR} = 37,63$ kW/m² (podobnie jak w przypadku badań eksperymentalnych), (rysunek 8.1a).

Na rysunku 8.8 przedstawiono rozkłady temperatur płyty środkowej Cu wymiennika ciepła z dwoma minikanalami uzyskanymi w programie numerycznym Star-CCM+.



Rysunek 8.8. Rozkłady temperatur płyty środkowej z miedzi od strony czynnika roboczego w minikanale gorącym, przez który przepływał czynnik roboczy FC-72; dla wymiennika z płytą grzejącą z powierzchnią gładką z dwoma równoległymi minikanalami, wykonany w programie numerycznym STAR-CCM+; a) numeryczne rozkłady temperatur, b) wykres rozkładów temperatur wzdłuż wybranych linii pomiarowych; parametry cieplno-przepływowe: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 - $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ kg/s, płynu zimnego wody $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$ kg/s; orientacja modułu 180°, gęstość strumienia ciepła: #1 - $q_{w,H} = 9,83$ kW/m², #2 - $q_{w,H} = 9,98$ kW/m², #3 - $q_{w,H} = 21,76$ kW/m², #4 - $q_{w,H} = 30,41$ kW/m², #5 - $q_{w,H} = 37,63$ kW/m²

Na podstawie rozkładów temperatur powierzchni płyty środkowej (rysunek 8.8) uzyskanych za pomocą programu numerycznego STAR-CCM+ przeprowadzono analizę uzyskanych wyników:

- Zaobserwowano wzrost wartości temperatury na całej długości płyty środkowej z miedzi wraz z odległością od wlotu do minikanalu, dla wszystkich gęstości strumienia ciepła. Obrzeża płyty środkowej pozostają cieplejsze, co sugeruje o dobrym kontakcie cieplnym z uszczelkami silikonowymi z obu stron płyty.
- Wartości rozkładów temperatur na powierzchni płyty środkowej miedzianej, dla punktów w centralnej części płyty (oś środkowa kanału), wynosiły od 17,3°C

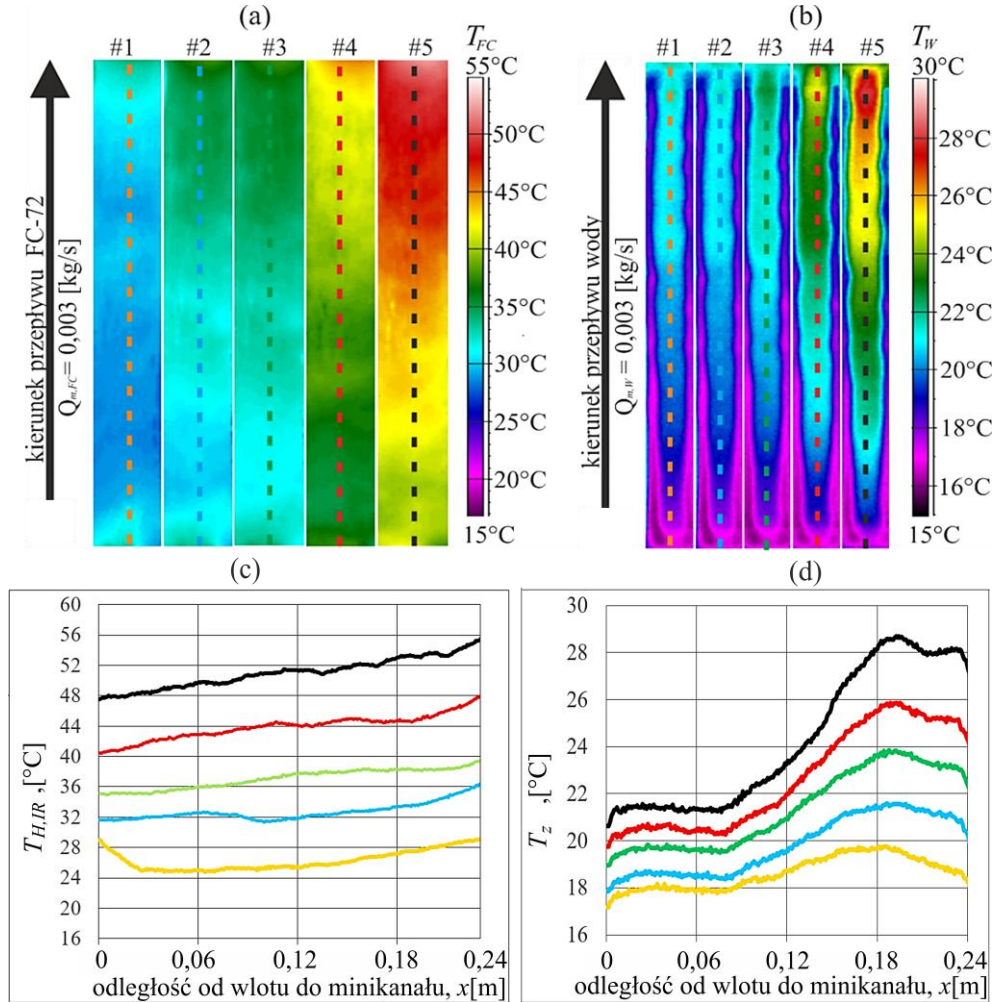
- przy najniższym strumieniu ciepła ($q_{w,H} = 9,83 \text{ kW/m}^2$) do $28,2^\circ\text{C}$ przy najwyższym strumieniu ciepła ($q_{w,H} = 37,63 \text{ kW/m}^2$), (rysunek 8.8).
- Zauważono, że wraz ze wzrostem wartości strumienia ciepła średnie maksymalne różnice względne pomiędzy wartościami temperatur z symulacji (rysunek 8.8) oraz eksperymentu (rysunek 8.5c), uzyskane z przybliżenia liniowego, maleją. Najniższe osiągnięte zostały dla strumienia ciepła $q_{w,H} = 21,76 \text{ kW/m}^2$, przy czym wyniosły one: #1 – 11%, #2 – 9%, #3 – 7%, #4 – 8%, #5 – 23%, odpowiednio według kolejności przedstawionej jak na rysunku 8.8.
 - Stwierdzono, że środkowa płyta miedziana w układzie przeciwpłdowym jest jednocześnie chłodzona przy wlotach do minikanalów (rysunek 8.8a). Układ chłodzenia dwoma minikanalami zwiększa efektywność wymiany ciepła na całej powierzchni płyty środkowej. Przy wyższej gęstości strumienia ciepła ($q_{w,H,\#5} = 37,63 \text{ kW/m}^2$) widoczna jest różnica temperatur między początkiem płyty środkowej miedzianej a końcem (rysunek 8.8b), (znaczny wzrost wartości temperatury na całej długości płyty środkowej z miedzi wraz z odległością od wlotu do minikanalu, można zauważyć obszar przechłodzenia na rysunku 8.5a).
 - Zastosowana siatka obliczeniowa w programie STAR-CCM+ mogła charakteryzować się niewystarczającym zagęszczeniem siatki, zwłaszcza w strefie przysiennej, co mogło prowadzić do nieprecyzyjnego odwzorowania lokalnych gradientów temperatury w obszarach o złożonej geometrii (rysunki: 8.5c i 8.8).

Porównanie wyników uzyskanych dla przepływu współprądowego z przeciwpłdowym w module z dwoma minikanalami

Przeanalizowano różnice w wynikach uzyskanych dla przepływu współprądowego i przeciwpłdowego w module z dwoma minikanalami (patrz: schemat na rysunku 5.2b w rozdziale 5). Na rysunku 8.9c przedstawiono rozkład temperatury na powierzchni płyty grzejnej, natomiast na rysunku 8.9d rozkład temperatury płyty zamykającej, uzyskany eksperymentalnie z wykorzystaniem kamery termowizyjnej

W module z dwoma równoległymi minikanalami dla przepływu współprądowego zaobserwowano:

- Podczas przepływu czynnika roboczego FC-72 przez minikanal gorący, wartości temperatury stopniowo wzrastają na skutek przejmowania ciepła od płyty grzejnej (rysunek 8.9a). Temperatura wody w minikanale również wzrasta w tym samym kierunku, co jest wynikiem przekazywania ciepła od płyty grzejnej poprzez czynnik roboczy FC-72 do płyty środkowej.



Rysunek 8.9 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych wykonane kamerami termowizyjnymi dla wymiennika z płytą grzejną gładką z dwoma równoległymi minikanalami oddzielonymi płytą miedzianą Cu; z przepływem współprądowym czynników roboczych dla: a) zewnętrznej powierzchni płyty grzejnej, b) zewnętrznej powierzchni płyty zamykającej, c) rozkład temperatury płyty grzejnej, d) rozkład temperatury płyty zamykającej; parametry cieplno-przepływowe: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 – $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s}$ płynu zimnego wody $\dot{Q}_{m,W} = 0,003 \text{ kg/s}$; orientacja modułu 180° , gęstość strumienia ciepła #1 – $q_{w,H} = 8,12 \text{ kW/m}^2$, #2 – $q_{w,H} = 12,05 \text{ kW/m}^2$, #3 – $q_{w,H} = 17,98 \text{ kW/m}^2$, #4 – $q_{w,H} = 25,94,41 \text{ kW/m}^2$, #5 – $q_{w,H} = 32,66 \text{ kW/m}^2$

- Na zewnętrznej ścianie modułu (czyli w kanale zimnym z wodą) temperatura powierzchni płyty zamykającej wzrasta wzdłuż całej długości kanału, osiągając najwyższą wartość w obszarze wylotowym $T_{z,IR} = 28^\circ\text{C}$ (rysunek 8.9b). Dla porównania z wariantem przeciwprądowym, wartość temperatury powierzchni płyty zamykającej (#5) wyniosła $T_{z,IR} = 22,4^\circ\text{C}$ (rysunek 8.1b). Natomiast

wartości temperatury na powierzchni płyty grzejnej pomiędzy przepływem współprądowym a przeciwpładowym różnią się od 2°C do 5°C, (rysunki 8.1a i 8.9a).

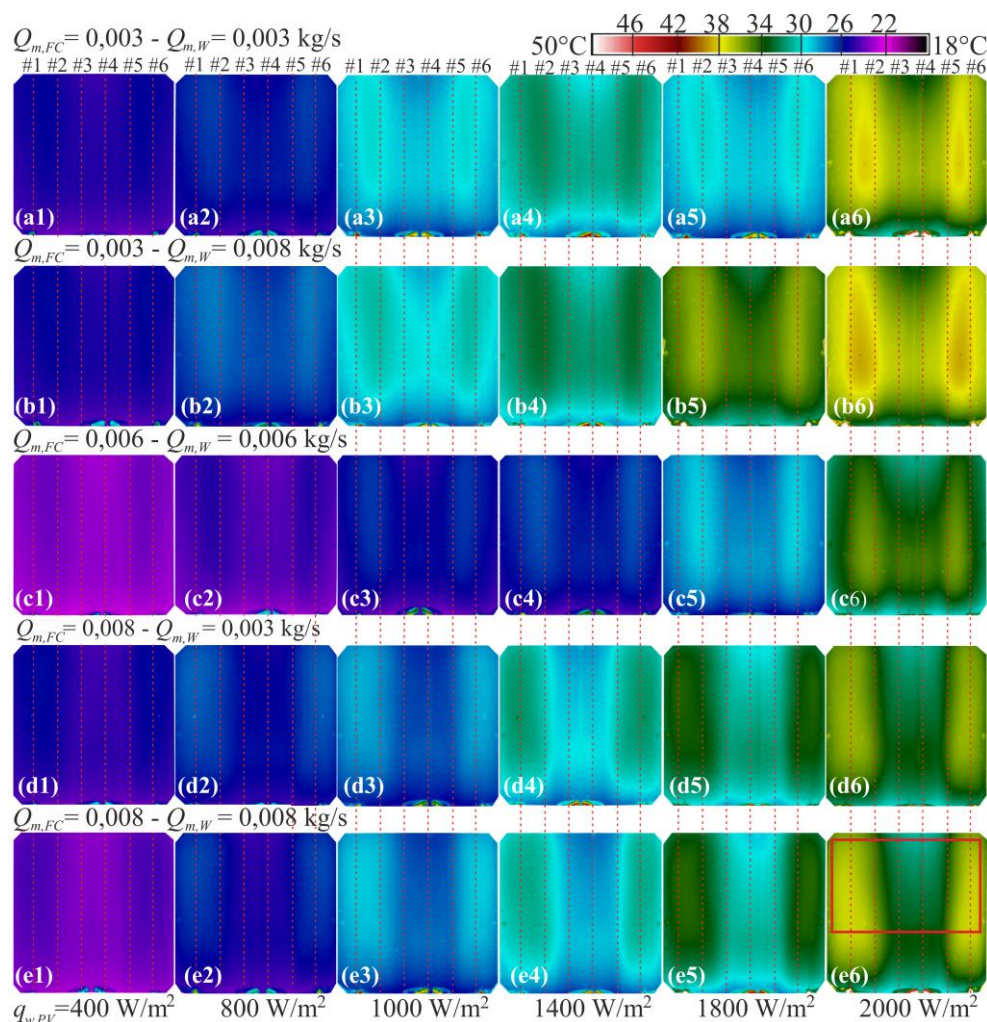
- W wariancie przepływu współprądowego nie zauważono znaczącego spadku wartości temperatury na powierzchni płyty grzejnej w odległości 0,16 m od wlotu do wylotu kanału (rysunek 8.9c) wraz ze wzrostem natężenia przepływu czynników roboczych w obu minikanalach, jak to miało miejsce dla przepływu czynników roboczych przeciwpładowo.
- Przekazywanie ciepła na drodze jednofazowej wymuszonej konwekcji zachodzi od wlotu kanału gorącego aż do $\frac{3}{4}$ odległości wzdłuż przepływu czynnika roboczego FC-72, a następnie obszar jednofazowy przechodzi w obszar wrzenia przechłodzonego w pobliżu wylotu z minikanalu (rysunek 8.9a) co wskazuje na bardziej rozwinięty proces przejścia fazowego niż w przepływie przeciwpładowym (rysunek 8.1a). Ponieważ lokalna temperatura płyty grzejnej osiąga wyższe wartości od temperatury nasycenia płynu FC-72. Ze względu na stopniowy wzrost temperatury płynu na całej długości kanału, w układzie z przepływem przeciwpładowym obserwuje się zmniejszoną lokalną intensywność przegrzania.
- W wariancie współprądowym wymiana ciepła między czynnikami roboczymi a płytą środkową jest mniej efektywna w porównaniu do przepływu przeciwpładowego. W przypadku przepływu współprądowego temperatura obu czynników roboczych zmienia się w tym samym kierunku od wlotu do minikanalu, co powoduje stopniowe zmniejszanie się różnicy temperatur pomiędzy nimi na całej długości wymiennika. W rezultacie średnia różnica temperatur jest stosunkowo niewielka, co ogranicza efektywność tego procesu.
- W przepływie przeciwpładowym czynniki robocze przemieszczają się w przeciwnych kierunkach, co skutkuje większą różnicą temperatur na każdym odcinku wymiennika. Średnia różnica temperatur pozostaje wyższa, co sprzyja bardziej efektywnej wymianie ciepła. Z tego powodu przepływ przeciwpładowy jest uważany za bardziej efektywny pod względem transferu ciepła.

8.2.2. Moduł z ogniwem solarnym z grupą minikanalów

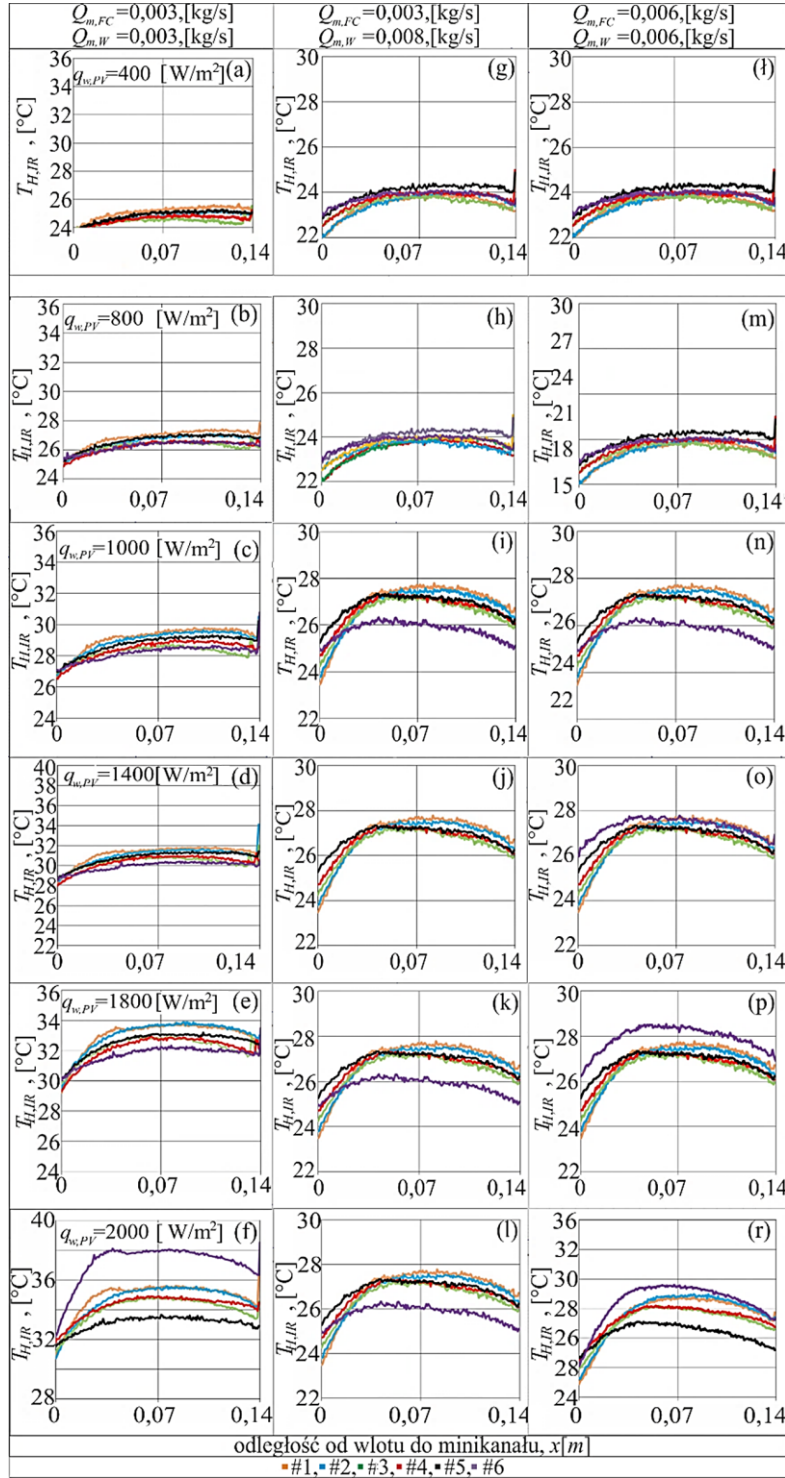
W niniejszym rozdziale przeprowadzono analizę rozkładu temperatury (pola temperatury) powierzchni ogniwa słonecznego, porównując wyniki uzyskane z modelu numerycznego z wynikami pomiarów eksperymentalnych, w celu oceny zgodności modelu CFD z rzeczywistym przebiegiem chłodzenia grupą minikanalów. Elementem grzejnym powierzchni ogniwa słonecznego była lampka halogenowa o mocy 500 W, ustawiana w regulowanej odległości do powierzchni modułu, co skutkowało uzyskaniem sześciu różnych wartości strumienia ciepła na powierzchni płyty grzejnej PV.

Na rysunku 8.10 przedstawiono termogramy zarejestrowane za pomocą kamery termowizyjnej *Flir* E60 [S5], ilustrujące rozkłady temperatur na zewnętrznej powierzchni ogniwa fotowoltaicznego dla przepływu przeciwpładowego czynników roboczych w grupie kanałów. Na rysunkach 8.11 i 8.12 przedstawiono rozkłady

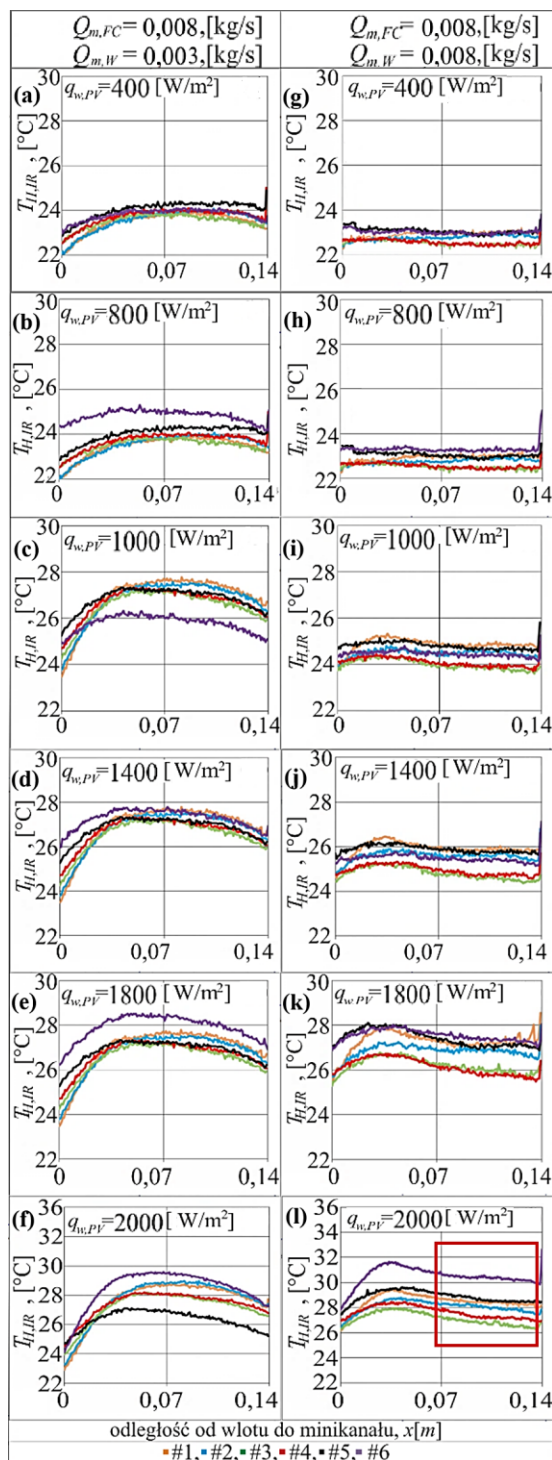
temperatury chłodzonego ogniwa słonecznego PV rejestrowane kamerą termowizyjną *Flir* E60.



Rysunek 8.10 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych ogniwa słonecznego PV wykonane kamerą termowizyjną *Flir* E60; dla wymiennika z ogniwem PV wraz z grupą minikanalów dla: $q_{w,PV} = 400 W/m^2$, a1), b1), c1), d1), e1); $q_{w,PV} = 800 W/m^2$, a2), b2), c2), d2), e2); $q_{w,PV} = 1000 W/m^2$, a3), b3), c3), d3), e3); $q_{w,PV} = 1400 W/m^2$, a4), b4), c4), d4), e4); $q_{w,PV} = 1800 W/m^2$, a5), b5), c5), d5), e5); $q_{w,PV} = 2000 W/m^2$, a6), b6), c6), d6), e6); parametry eksperymentalne: przepływ przeciwpądowy, orientacja modułu 180°



Rysunek 8.11 Rozkłady temperatury chłodzonego ogniwa słonecznego PV rejestrowane kamerą termowizyjną Flir E60 dla: a),g),l) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b),h),m) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c),i),n) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d),j),o) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e),k),u) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f),l),p) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; parametry eksperymentalne: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego FC-72 wyniosł: $Q_{m,FC} = 0.003$, 0.006 , 0.008 kg/s płynu zimnego wody $Q_{m,W} = 0.003$, 0.006 , 0.008 kg/s, orientacja pozioma modułu 180°



Rysunek 8.12 Rozkłady temperatury chłodzonego ogniwa słonecznego PV rejestrowane kamerą termowizyjną Flir E60 dla: a),g) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b),h) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c),i) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d),j) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e),k) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f),l) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; parametry eksperymentalne: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego FC-72 wynosił: $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s, płynu zimnego wody $Q_{m,W} = 0,003$, $0,008$ kg/s, orientacja pozioma modułu 180°

W pierwszym etapie analizy wyników badań otrzymano obrazy termograficzne (rysunek 8.10) dla kanałów orientacji przestrzennej 180° (patrz: rysunek 5.5, rozdział 5), dla wybranych gęstości strumienia ciepła. Na ich podstawie przedstawiono następujące wnioski:

- Wartości temperatury powierzchni ogniwa słonecznego osiągnęły $24,6^\circ\text{C}$ w odległości 0,07 m od wlotu do minikanalów gdzie, strumień ciepła wynosił $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$ (rysunki 8.11a, g, ł). Można wnioskować, że im wyższe przepływy czynników roboczych w obu obiegach ($Q_m = 0,008 \text{ kg/s}$), tym więcej ciepła jest odprowadzane z ogniwa słonecznego co powoduje obniżenie temperatury powierzchni ogniwa słonecznego (rysunki: 8.10e1) oraz (rysunki: 8.12g).
- Przy najwyższym strumieniu ciepła, wynoszącym $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$, zaobserwowano, że w obu obiegach podczas niskiego masowego natężenia przepływu czynników roboczych ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$), temperatura powierzchni ogniwa słonecznego (#6) osiągnęła wartość do $38,3^\circ\text{C}$ (rysunek 8.10a6, rysunek 8.11f). Można wnioskować, że im niższe przepływy obu czynników roboczych w grupie minikanalów ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$), tym mniej ciepła jest odprowadzane z powierzchni ogniwa przez grupę minikanalów. Stwierdzono, iż występuje chłodzenie powierzchni ogniwa (zaznaczony obszar w ramce koloru czerwonego) w odległości 0,07 m od wlotu do minikanalu (rysunek 8.10e6 oraz rysunek 8.12l).
- Przekazywanie ciepła na drodze jednofazowej wymuszonej konwekcji zachodzi od wlotu do wylotu z grupy minikanalów gorących wzdłuż przepływu czynnika roboczego FC-72 (rysunek 8.11, 8.12). Inicjacja wrzenia przechłodzonego może występować lokalnie przy ściankach minikanalów z czynnikiem roboczym FC-72, szczególnie w obszarach warstwy przyściennej tuż przy powierzchni płyty grzejnej (#3), podczas gdy w rdzeniu przepływu i w okolicach powierzchni płyty środkowej czynnik pozostaje niedograny. Wynika to z wystąpienia dużej różnicy wartości temperatury czynnika roboczego FC-72 na głębokości minikanalów $\delta_{FC} = 1,5 \text{ mm}$ (pomiędzy płytą grzejną a płytą środkową). Gdy strumień ciepła osiąga wartość $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ intensywność wymiany ciepła między płytą grzejną a płynem FC-72 może sprzyjać powstawaniu początkowej fazy wrzenia przechłodzonego (rysunki: 8.10a6 i 8.11f).

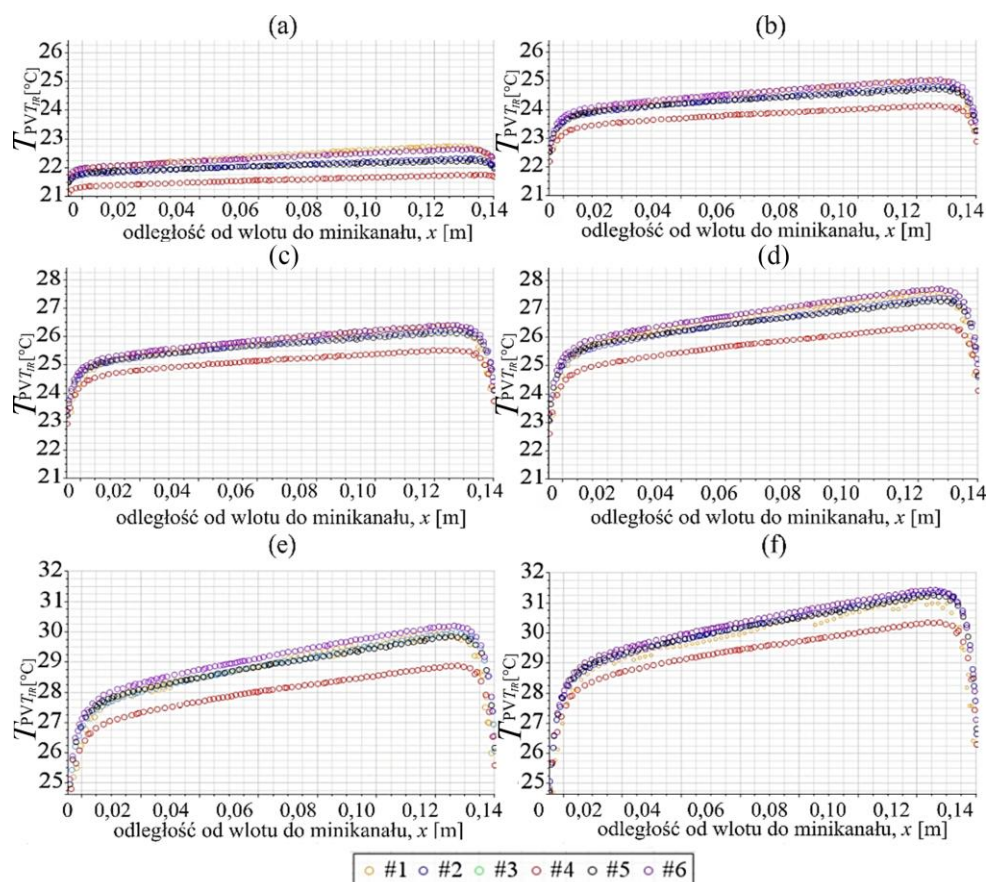
Porównanie danych eksperymentalnych z wynikami uzyskanymi z programu STAR-CCM+

Do przeprowadzenia analizy niezbędne było zastosowanie zaawansowanych metod numerycznych, takich jak symulacje komputerowe CFD (*Computational Fluid Dynamics*), przeprowadzone w programie STAR-CCM+, posłużyły do wygenerowania danych, które zestawiono w tabelach B.10, B.13 (źródło: Załącznik B (CD)) w celu ich analizy i porównania z wynikami eksperymentalnymi. Umożliwiło to analizę procesów wymiany ciepła wewnątrz warstw modułu.

Parametry cieplno-przepływowe zostały wprowadzone do programu symulacyjnego na podstawie wyników eksperymentalnych (tabela B.4, B.5, B15, źródło:

Załącznik B (CD)). W tabelach B.12 i B.13 (źródło: Załącznik B (CD)) przedstawiono wartości minimalne i maksymalne temperatur powierzchni płyty PV uzyskane z symulacji numerycznej wykonanej w programie STAR-CCM+.

Na rysunku 8.13 przedstawiono wykresy z rozkładem temperatury powierzchni ogniwa słonecznego chłodzonego grupą minikanalów, uzyskane z symulacji numerycznej CFD wykonanej w programie STAR-CCM+ dla masowego natężenia przepływu obu czynników roboczych wynoszącym $\dot{Q}_m = 0,003$ kg/s.

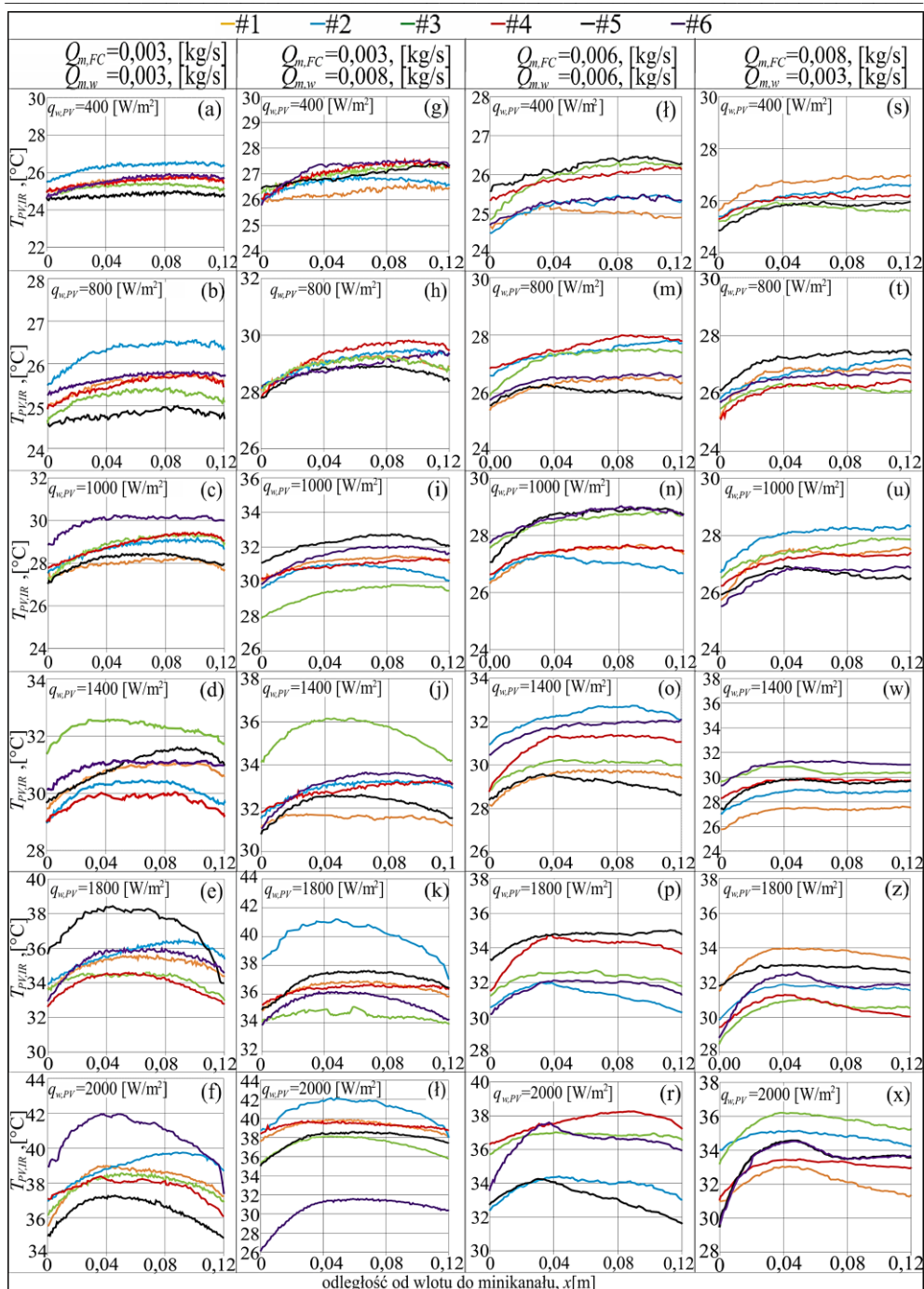


Rysunek 8.13 Rozkłady temperatury powierzchni ogniwa słonecznego wymiennika wraz z grupą minikanalów uzyskanych w programie numerycznym STAR-CCM+ dla: a) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; parametry eksperymentalne: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72: $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ kg/s czynnika roboczego zimnego wody: $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$ kg/s, orientacja pozioma modułu 180°

Przeanalizowano różnice rozkładu temperatury na podstawie termogramów powierzchni ogniwa słonecznego pomiędzy wynikami uzyskanymi z programu STAR-CCM+ a danymi eksperymentalnymi. Zaobserwowano następujące zależności:

- Wartości temperatur powierzchni chłodzonego ogniwa słonecznego uzyskane z eksperymentu zostały porównane z wynikami obliczeń numerycznych. Na podstawie wykresów przedstawionych na rysunkach 8.11a, b, c, d, e, f oraz 8.13 zaobserwowano, że wartości temperatur powierzchni ogniwa PV zarejestrowane przez kamerę termowizyjną są niższe niż temperatury powierzchni z symulacji CFD (tabele: B.11 i B.12 (źródło: Załącznik B (CD))). Średnie różnice względne wyniosły do 22,2% porównując wyniki uzyskane z symulacji CFD z pomiarem temperatury chłodzonej powierzchni płyty ogniwa wykonanym kamerą termowizyjną.
- Dla najniższej gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$, różnice między wartościami temperatur na powierzchni nagrzewanego ogniwa, dla masowego natężenia przepływu w obu minikanalach ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$), wynosiły do $2,7^\circ\text{C}$ (tabele: B.11-B.13 (źródło: Załącznik B (CD))). W przypadku gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, różnice między wartościami temperatur powierzchni chłodzonego ogniwa PV wynosiły do $T_{PV} = 5,16^\circ\text{C}$. Dla najwyższego strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ różnice wartości temperatury na powierzchni płyty PV były najwyższe i wynosiły średnio 7°C (tabela B.11, źródło: Załącznik B (CD)).
- Stwierdzono, że wartości średnich różnic względnych między wartościami temperatur eksperymentalnych a numerycznych rosną wraz ze wzrostem strumienia ciepła (tabela B.10 oraz B.11 źródło: Załącznik B (CD)). Przy zadanej gęstości strumieniu ciepła $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ średnie różnice względne w pomiarach eksperymentalnych są najwyższe i wynoszą do 17,46% (tabela B.11, źródło: Załącznik B.11 (CD)).
- W wyniku przeprowadzonych symulacji CFD obserwuje się istotne zmiany w rozkładzie temperatury na powierzchni chłodzonej płyty środkowej Cu , co wskazuje na zależność między wzrostem strumienia ciepła a zmianą masowego natężenia przepływu obu czynników roboczych względem wartości temperatury na całej powierzchni płyty PV . Zauważono, iż przy niskim masowym przepływie obu czynników roboczych ($Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$) przez grupę kanałów wymiennika, wymiana ciepła zachodzi z mniejszą intensywnością, jednakże rozpliw płynu odbywa się równomiernie we wszystkich kanałach. Przy wyższym masowym przepływie czynników roboczych wymiana ciepła zachodzi najintensywniej w środkowej części wymiennika (rysunek B.4, źródło: załącznik B (CD)).

Na rysunku 8.14 przedstawiono rozkłady temperatur ogniwa słonecznego. Pomiary wykonano podczas przepływu współprądowego czynników roboczych dla modułu z grupą minikanalów.



Rysunek 8.14 Rozkład temperatur na powierzchni chłodzonego ogniwa słonecznego rejestrowane kamerą termowizyjną Flir E60 dla współprądowego przepływu czynników roboczych; orientacja pozioma modułu 180°

Analizując rozkłady temperatury na powierzchni ogniwa słonecznego względem strumienia ciepła dla trzech wybranych masowych natężeń przepływu czynników roboczych zauważono, że:

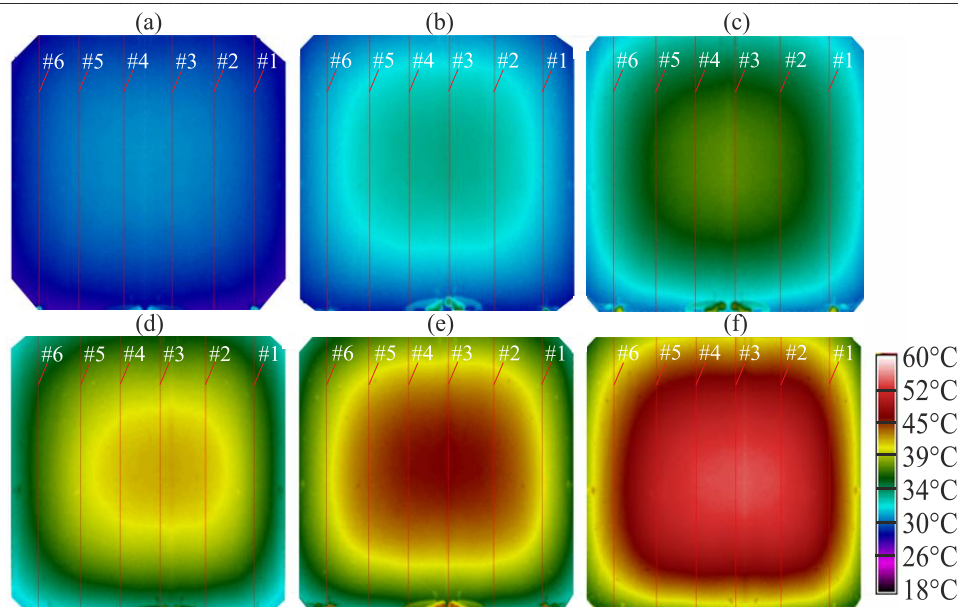
- Gęstość strumienia ciepła na poziomie $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$ powodowała nagrzewanie powierzchni płyty chłodzonego ogniwa słonecznego, której wartość temperatury rosła od wlotu do minikanalów. Osiągnęła maksymalną wartość temperatury na powierzchni płyty ogniwa słonecznego $T_{PV,IR,\#4} = 32,3^\circ\text{C}$, a następnie w dalszej części zaobserwowano stopniowy jej spadek o $1,3^\circ\text{C}$ (rysunek 8.14 c, i, n, u).
- Dla najwyższego strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ (rysunek 8.14f) wartość temperatury powierzchni płyty chłodzonego ogniwa słonecznego osiągnęła maksymalną temperaturę na powierzchni $T_{PV,IR,\#2} = 42^\circ\text{C}$ w odległości $0,04 \text{ m}$ od wlotu do minikanalów, następnie wykazywała stopniowy spadek o 4°C .
- Podczas zwiększenia natężenia przepływu obu czynników roboczych w grupie minikanalów ($Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$) zauważono spadek wartości temperatury od odległości $0,08 \text{ m}$ do wylotu z minikanalu (rysunek 8.14x), (widoczne chłodzenie ogniwa w przedstawionym obszarze).

Porównując konfigurację przeciwpłukowego przepływu czynników roboczych (rysunek 8.11 i 8.12) z współpłukowym (rysunek 8.14) stwierdzono, że wartości temperatur w tych samych obszarach powierzchni dla przepływu przeciwpłukowego są chłodniejsze dla niskich gęstości strumienia ciepła o 5%, natomiast dla wysokich gęstości strumienia ciepła do 16%.

8.2.3. Ogniwo solarne bez systemu chłodzenia grupą minikanalów

W celu odniesienia do wyników badań przedstawionego modułu z ogniwem solar-nym z grupą minikanalów, przeprowadzono eksperymenty wykorzystując moduł testowy bez systemu chłodzenia. Na podstawie uzyskanych danych z badań eksperymentalnych przeprowadzono analizę temperatur powierzchni płyty ogniwa słonecznego bez systemu chłodzenia z minikanalami w warunkach laboratoryjnych przy temperaturze otoczenia 25°C oraz 33% wilgotności, gdy: ciśnienie atmosferyczne wynosiło w zakresie od 1000 hPa do 1022 hPa . Do pomiaru rozkładu temperatury na powierzchni płyty ogniwa wykorzystano kamerę termowizyjną *Flir E60* [S4].

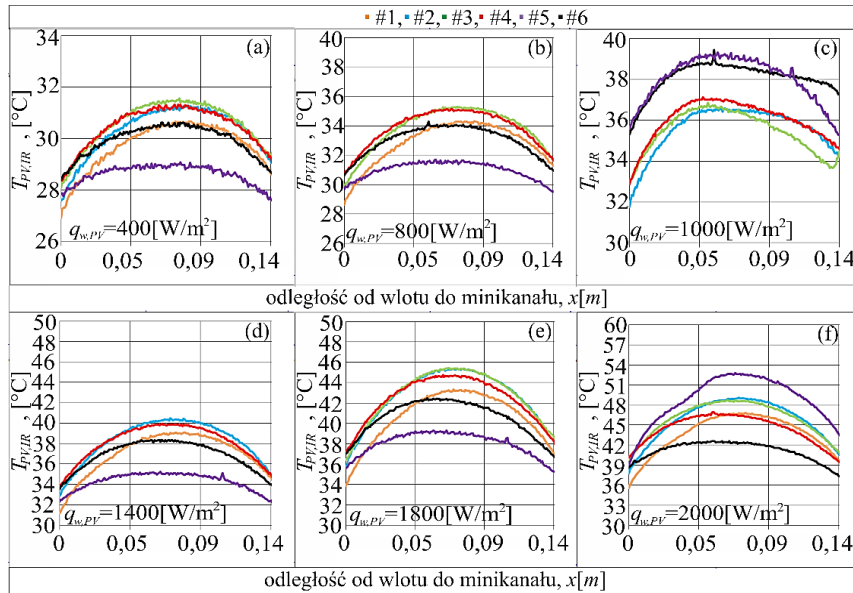
Na rysunku 8.15 przedstawiono termogramy powierzchni płyty ogniwa słonecznego *PV* dla różnych gęstości strumienia ciepła.



Rysunek 8.15 Termogramy powierzchni ogniwa słonecznego *PV* wykonane kamerą termowizyjną *Flir E60* dla gęstości strumienia ciepła: a) $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$, b) $q_{w,PV} = 800 \text{ W/m}^2$, c) $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, d) $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$, e) $q_{w,PV} = 1800 \text{ W/m}^2$, f) $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$; ogniwo słoneczne bez chłodzenia czynnikami roboczymi

Gęstość strumienia ciepła o wartości $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$ osiągnięto ustawiając lampę halogenową w odległości 0,50 m od powierzchni ogniwa słonecznego. Wyniki kolejnych ustawień żarówki halogenowej (wzrostu gęstości strumienia ciepła) względem powierzchni ogniwa słonecznego pokazano na rysunku 8.15 i B.10d (źródło: Załącznik B (CD)). Na powierzchni płyty niechłodzonego ogniwa *PV* najwyższą temperaturę zarejestrowano w centralnym punkcie powierzchni oświetlanego (ogrzewanego) ogniwa *PV*. Zauważono obszary na obrzeżach, które otrzymują mniej energii cieplnej, więc ich temperatura jest niższa. Maksymalną wartość temperatury $T_{PV,IR,\#5} = 53,8^\circ\text{C}$ uzyskano (rysunek 8.15f i 8.16f) w części środkowej płyty ogniwa *PV*. Natomiast najniższe wartości dla tego samego pomiaru odnotowano w pobliżu krawędzi (#1, #6) powierzchni płyty ogniwa słonecznego, gdzie uzyskano wartość temperatury $T_{PV,IR,\#1} = 35,7^\circ\text{C}$.

Na rysunku 8.16 pokazano rozkłady temperatur wymiennika z ogniwem słonecznym uzyskane z badania eksperymentalnego, na podstawie termogramów z rysunku 8.15.



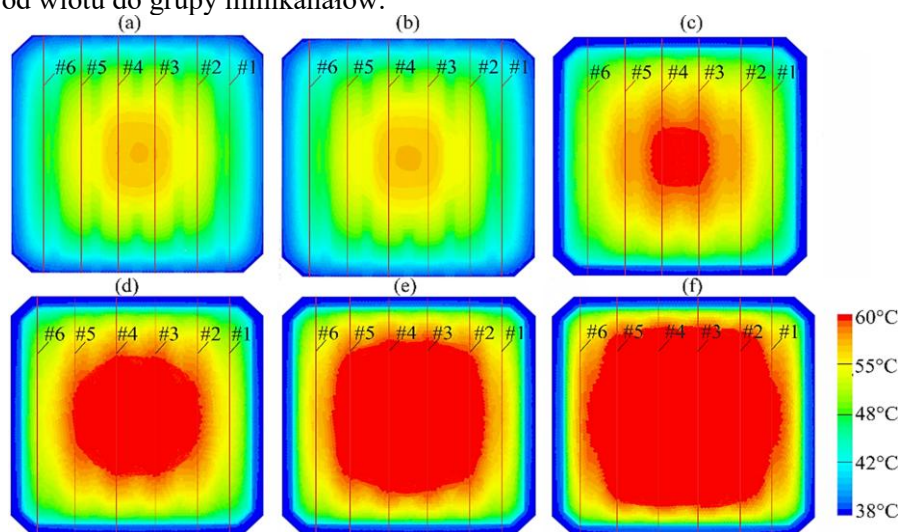
Rysunek 8.16 Rozkład temperatury wymiennika z ogniwem słonecznym uzyskanych z eksperymentu dla gęstości strumienia ciepła: a) $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$, b) $q_{w,PV} = 800 \text{ W/m}^2$, c) $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, d) $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$, e) $q_{w,PV} = 1800 \text{ W/m}^2$, f) $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$; według termogramów IR z rysunku 8.15; ogniwo słoneczne bez chłodzenia czynnikami roboczymi

Poniżej przedstawiono analizę różnic wartości temperatury na powierzchni płyty ogniwa (rysunek 8.16) uzyskanych dla różnych wartości strumienia ciepła:

- Dla najniższego strumienia ciepła wartości temperatur powierzchni płyty niechłodzonego ogniwa słonecznego przedstawione na rysunku 8.16a rosły wraz ze wzrostem odległości do 0,07 m od wlotu do minikanalów, osiągając maksymalną wartość temperatury $T_{PV,IR,\#3} = 31,6^\circ\text{C}$, a następnie zauważono stopniowy spadek temperatury powierzchni płyty PV do temperatury $T_{PV,IR,\#3} = 29,2^\circ\text{C}$. Różnica temperatur na powierzchni płyty ogniwa wyniosła $\Delta T_{PV,IR} = 2,4^\circ\text{C}$.
- Strumień ciepła na poziomie $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, (rysunek 8.16c) uzyskano dla odległości lampy halogenowej ustawionej w odległości 0,40 m. Temperatura powierzchni płyty ogniwa słonecznego rosła do odległości 0,06 m od wlotu do minikanalów osiągając maksymalną temperaturę $T_{PV,IR,\#5} = 39,6^\circ\text{C}$, a następnie wykazywała stopniowy spadek temperatury do wartości $T_{PV,IR,\#5} = 35,6^\circ\text{C}$. Różnica temperatur na powierzchni płyty ogniwa PV wyniosła od $\Delta T_{PV,IR} = 2,2^\circ\text{C}$ do $\Delta T_{PV,IR} = 4^\circ\text{C}$.
- Dla strumienia ciepła $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$, (rysunek 8.16d) zauważono, że temperatura powierzchni płyty ogniwa słonecznego rosła do odległości 0,07 m wraz ze wzrostem odległości od wlotu do wylotu z minikanalów. Osiągając maksymalną temperaturę wynoszącą $\Delta T_{PV,IR,\#2} = 40,6^\circ\text{C}$, a następnie wykazywała stopniowy spadek do $\Delta T_{PV,IR,\#2} = 34^\circ\text{C}$. Różnica temperatur na powierzchni płyty ogniwa słonecznego wyniosła $\Delta T_{PV,IR} = 8^\circ\text{C}$.

- Dla najwyższego strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$, (rysunek 8.16f) temperatura powierzchni płyty ogniwa słonecznego rosła do 0,07 m osiągając maksymalną temperaturę powierzchni płyty PV $T_{PV,IR,\#5} = 53,8^\circ\text{C}$, a następnie wykazywała stopniowy spadek do $T_{PV,IR,\#5} = 42^\circ\text{C}$. Różnica temperatur wyniosła $\Delta T_{PV,IR} = 11,8^\circ\text{C}$.

Na rysunku 8.17 przedstawiono termogramy powierzchni płyty z ogniwem PV wykonane w programie numerycznym STAR-CCM+, wariant bez chłodzenia czynnikami roboczymi. Na rysunku 8.18 zamieszczono rozkłady temperatur uzyskane na podstawie zależności wartości temperatur powierzchni płyty PV w funkcji odległości od wlotu do grupy minikanałów.

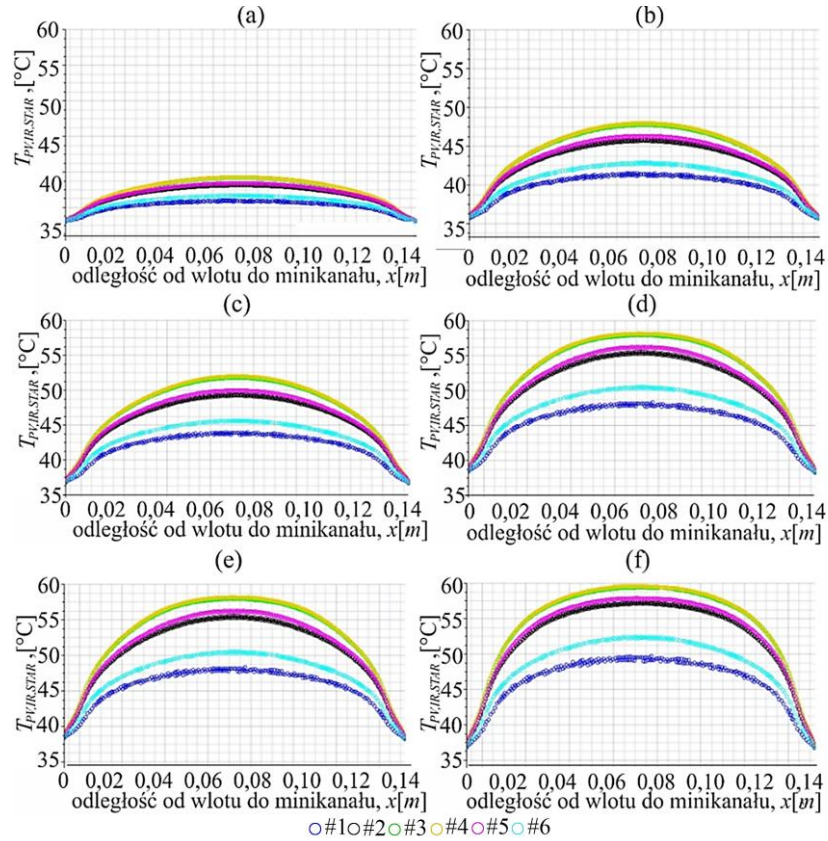


Rysunek 8.17 Termogramy powierzchni płyty z ogniwem PV wykonane w programie numerycznym STAR-CCM+, dla płyty ogniwa PV dla: a) $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$, b) $q_{w,PV} = 800 \text{ W/m}^2$, c) $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, d) $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$, e) $q_{w,PV} = 1800 \text{ W/m}^2$, f) $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$; ogniwo słoneczne bez chłodzenia

Analizując przedstawione na rysunku (rysunek 8.17) wyniki uzyskane z programu CFD zauważono, iż najwyższą temperaturę powierzchni płyty PV podczas badań niechłodzonego ogniwa słonecznego osiągnięto dla strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ (rysunek 8.18f). Do programu numerycznego wprowadzono wyniki z eksperymentu i odnotowano temperaturę powierzchni płyty PV o wartość maksymalnej $T_{PV,Star,\#3} = 59,3^\circ\text{C}$ dla badanego ogniwa i najwyższego strumienia ciepła wynoszącego $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$. Najniższą wartość temperatury powierzchni płyty PV o wartości $T_{PV,IR,\#3} = 33,5^\circ\text{C}$ odnotowano dla pomiaru z wartością strumienia ciepła wynoszącą $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$ (rysunek 8.18a). W przypadku szkła hartowanego o grubości 3,2 mm, należy wziąć pod uwagę współczynnik absorpcji, który wynosi 0,85. Wydajność przetwarzania światła słonecznego na energię elektryczną przez ogniwo słoneczne TSS65TN [S11], zależy od jego parametrów technicznych i może wynosić do ponad 20%.

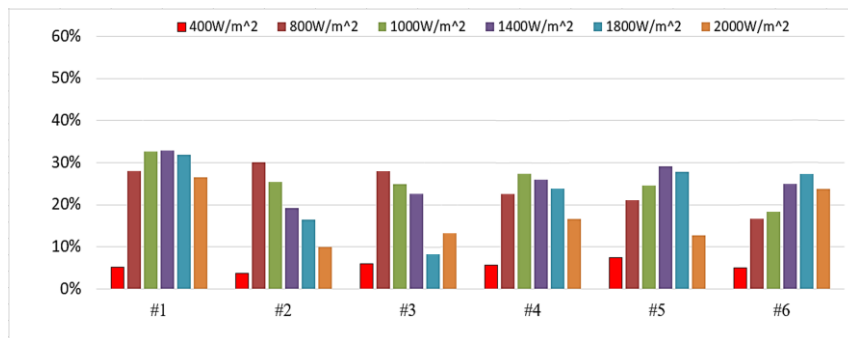
Podsumowując wyniki badań eksperymentalnych, gdy nagrzewano niechłodzone ogniwo fotowoltaiczne z gęstością strumienia ciepła wynoszącą $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ zauważono kilka niepożądanych zjawisk, które spowodowały uszkodzenie ogniwa słonecznego. Analizując wyniki badań zauważono, iż:

- Brak chłodzenia spowodował znaczący wzrost temperatury powierzchni ogniwa do wartości $53,4^\circ\text{C}$ (rysunek 8.16f). Wydajność ognia była niższa o 14% w porównaniu do działania w optymalnych warunkach temperaturowych.
- Wzrost temperatury powierzchni płyty ogniwa doprowadził do zmniejszenia sprawności konwersji energii w ogniwie fotowoltaicznym. Oznacza to, że ogniwo generowało mniej energii elektrycznej przy tej samej ilości padającego światła słonecznego, nawet bez ogrzewania lampą halogenową (rysunek 7.8a).
- Wysoka temperatura spowodowała degradację materiałów użytych w ogniwie. Krzem, z którego wykonane jest ogniwo, uległ uszkodzeniu termicznemu, co doprowadziło do mikropęknięć i w rezultacie pęknięcia struktury ogniwa PV.



Rysunek 8.18 Rozkład temperatury powierzchni płyty ogniwa PV bez chłodzenia grupą minikanalów, uzyskanych w programie numerycznym STAR-CCM+ dla: a) $q_{ws,PV,STAR} = 400 \text{ W/m}^2$, b) $q_{ws,PV,STAR} = 800 \text{ W/m}^2$, c) $q_{ws,PV,STAR} = 1000 \text{ W/m}^2$, d) $q_{ws,PV,STAR} = 1400 \text{ W/m}^2$, e) $q_{ws,PV,STAR} = 1800 \text{ W/m}^2$, f) $q_{ws,PV,STAR} = 2000 \text{ W/m}^2$; wartości temperatury według rysunku 8.17

Na rysunku 8.19 przedstawiono porównanie maksymalnych względnych różnic temperatur powierzchni płyty *PV*, uzyskanych z pomiarów termowizyjnych oraz symulacji numerycznych, celem oceny zgodności wyników eksperymentalnych z modelem obliczeniowym w programie STAR-CCM+. Analizę porównawczą przedstawiono dla sześciu strumieni ciepła oraz uzyskanych rozkładów temperatur z powierzchni ogniwa słonecznego ze środkowych części każdego kanału.



Rysunek 8.19 Maksymalne względne różnice temperatur wyznaczone z pomiaru eksperymentalnego oraz obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+: #1, #2, #3, #4, #5, #6 – aproksymowano przybliżone wartości liniowo w centralnych części minikanalów a na wykresie oznaczono numery odpowiadające poszczególnym punktom aproksymacji

Analizując wartości maksymalnych względnych różnic temperatur przedstawionych na rysunku 8.19 zaobserwowano, iż uzyskane wartości maksymalnych różnic względnych dla niechłodzonego ogniwa były niższe dla najniższej analizowanej wartości strumienia ciepła (400 W/m^2) i wynosiły od 3,5% do 8%. Najwyższe wartości osiągnięto dla maksymalnych różnic względnych i wyniosły 33%, osiągnięto dla $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$ oraz 1000 W/m^2 przy średniej temperaturze powierzchni 35°C (rysunek 8.19).

Stwierdzono, że maksymalne względne różnice osiągają niższe wartości wraz ze wzrostem strumienia ciepła dostarczanego do ogrzewanej płyty *PV*. Najniższe względne różnice, które wyniosły maksymalnie 28%, najwyższe wartości temperatury wystąpiły w centralnej części badanego ogniwa, w której zarejestrowano maksymalną temperaturę powierzchni niechłodzonego ogniwa *PV*.

Podsumowano wyniki dotyczące zależności gęstości strumienia ciepła w stosunku do temperatury powierzchni badanego modułu z ogniwem słonecznym, które zestawiono w tabeli 8.1. Z przedstawionych wartości wynika, że przepływ przeciwpłdowy jest najbardziej skutecznym wariantem do chłodzenia ogniwa słonecznego. Jak wynika z badań eksperymentalnych w przepływie współpłdowym, maksymalna temperatura powierzchni płyty *PV* chłodzonej współpłdowo dla najwyższego strumienia ciepła jest o 53,2% wyższa niż w przepływie przeciwpłdowym (tabela 8.1). W celu porównania wyników określono dokładność powtórzeń, a rozwiązania numeryczne iteracyjnie zbliżały się do stabilnego oraz precyzyjnego wyniku i zajmowały od 10000 do 20000 iteracji (w zależności od modułu) przy

ustalonym na poziomie 10^{-4} kryterium zbieżności. *Polihedralną* siatkę obliczeniową utworzono dla modułu z grupą minikanalów i uzyskano 1964920 komórek (tabela 6.1, podrozdział 6.3).

Tabela 8.1 Maksymalne temperatury powierzchni ogniwa słonecznego z grupą minikanalów z przepływem czynnika roboczego współprądowego, przeciuprądowego oraz bez systemu chłodzenia minikanalami dla badanych wartości natężenia światła

Gęstość strumienia ciepła $q_{w,PV}$, [W/m ²]	Odległość PV od źródła światła L , [m]	Średnia gęstość strumienia ciepła $q_{s,PV}$, [W/m ²]	Maksymalna temperatura powierzchni PV chłodzonej przeciuprądowo $T_{w,PV,max}$, [°C]	Maksymalna temperatura powierzchni PV chłodzonej współprądowo $T_{w,PV,max}$, [°C]	Maksymalna temperatura powierzchni PV niechłodzone $T_{w,PV,max}$, [°C]
400	0,50	338	24,6	27,6	31,6
800	0,45	638	24,8	28,2	35,5
1000	0,40	850	27,6	32,3	39,6
1400	0,35	1190	27,9 – 30	34,3	40,3
1800	0,30	1520	27,8 – 34	41,2	45,8
2000	0,25	1700	27,4 – 38,3	42	53,6

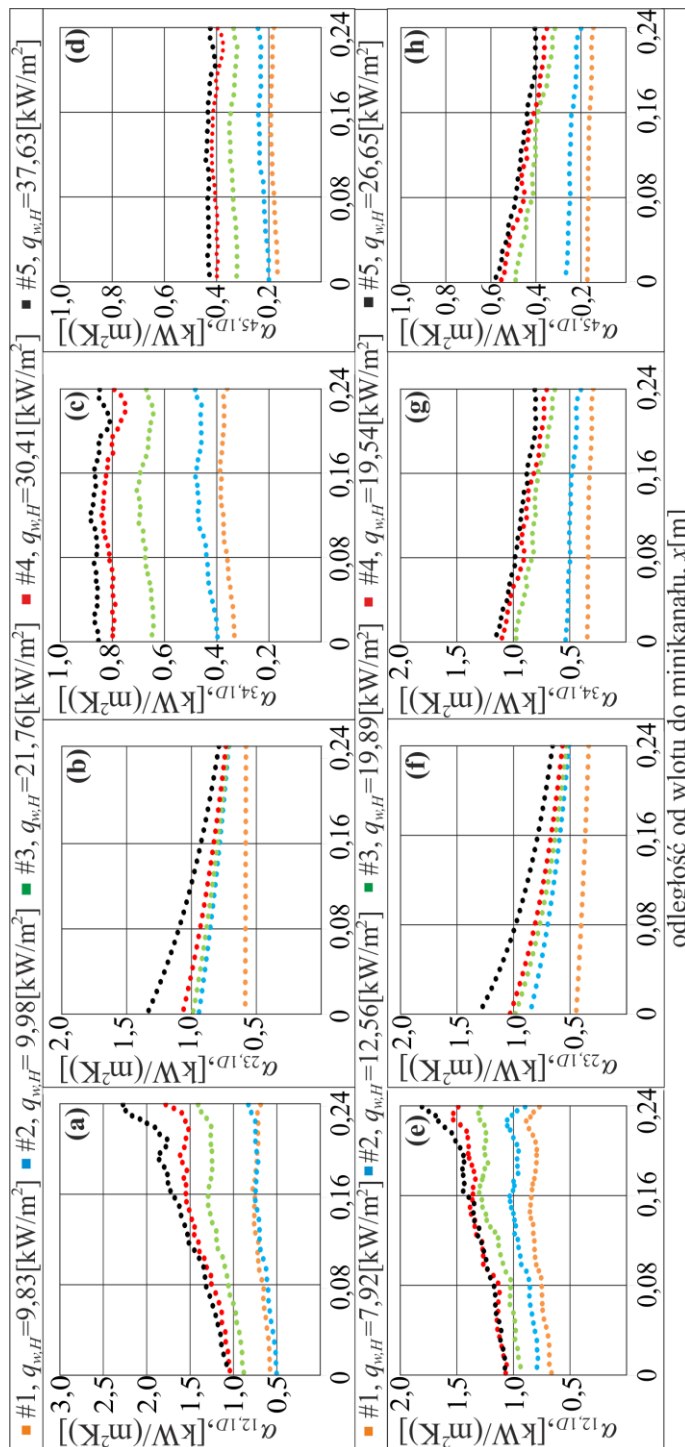
8.3. Współczynnik przejmowania ciepła

Współczynniki przejmowania ciepła określają intensywność wymiany ciepła między powierzchnią płyty a płynem w minikanale.

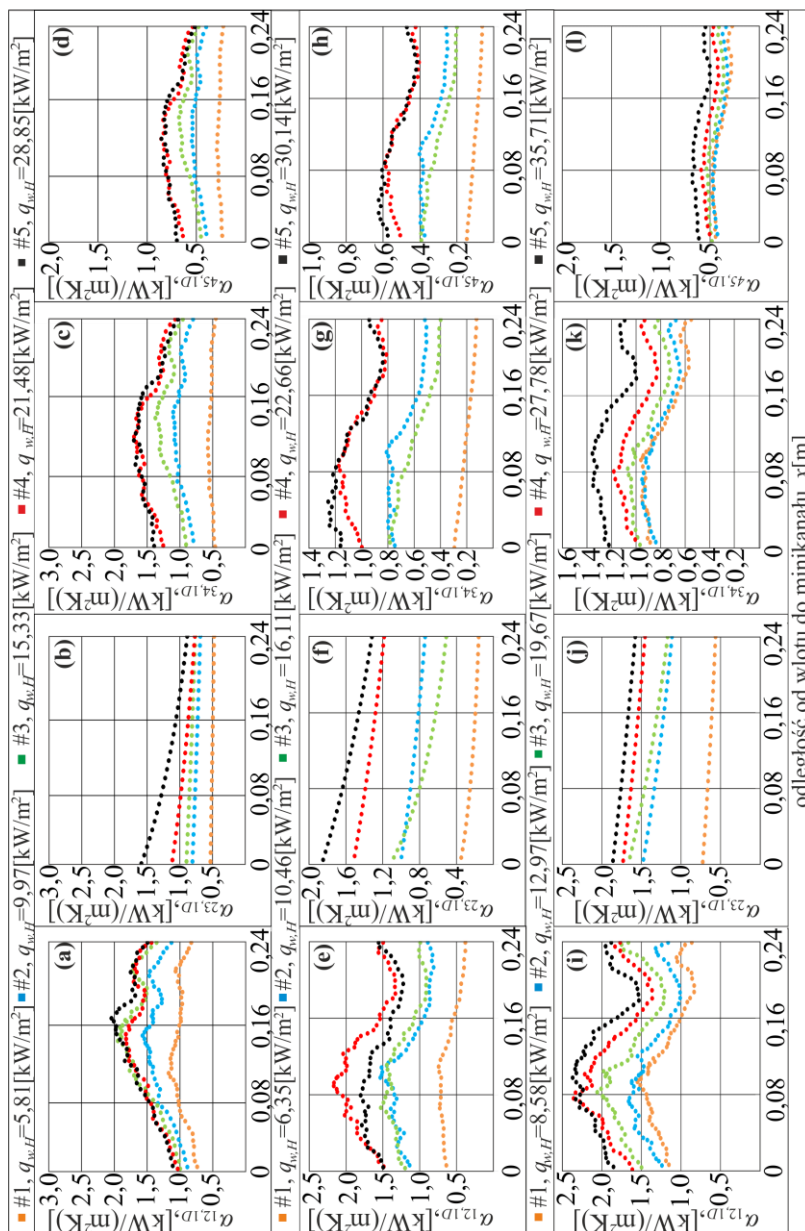
W rozdziale skupiono się na analizie obliczonych za pomocą podejścia obliczeniowego jednowymiarowego (1D) współczynników przejmowania ciepła dla modułu z płytą grzejącą z dwoma minikanalami, a także modułu z ogniwem solarnym z grupą minikanalów. Wyniki otrzymane z podejścia 1D porównano z obliczeniami numerycznymi wykonanymi w programie STAR-CCM+, jak opisano w rozdziale 6. Porównano wyniki podejścia 1D oraz z wynikami z podejścia 2D. Dla modułu z płytą grzejącą z dwoma minikanalami, przeprowadzono analizę dla pięciu różnych gęstości strumienia ciepła w obszarze wrzenia przechłodzonego i dla pięciu różnych masowych przepływów czynników roboczych, które przedstawiono w tabeli B.14 (źródło: Załącznik B (CD)). Dla modułu z ogniwem solarnym z grupą minikanalów, którego parametry opisano w podrozdziale 5.3.2, przeprowadzono analizę dla sześciu różnych gęstości strumienia ciepła na drodze konwekcji jednofazowej i dla pięciu różnych masowych przepływów czynników roboczych.

8.3.1. Moduł z płytą grzejącą z dwoma minikanalami

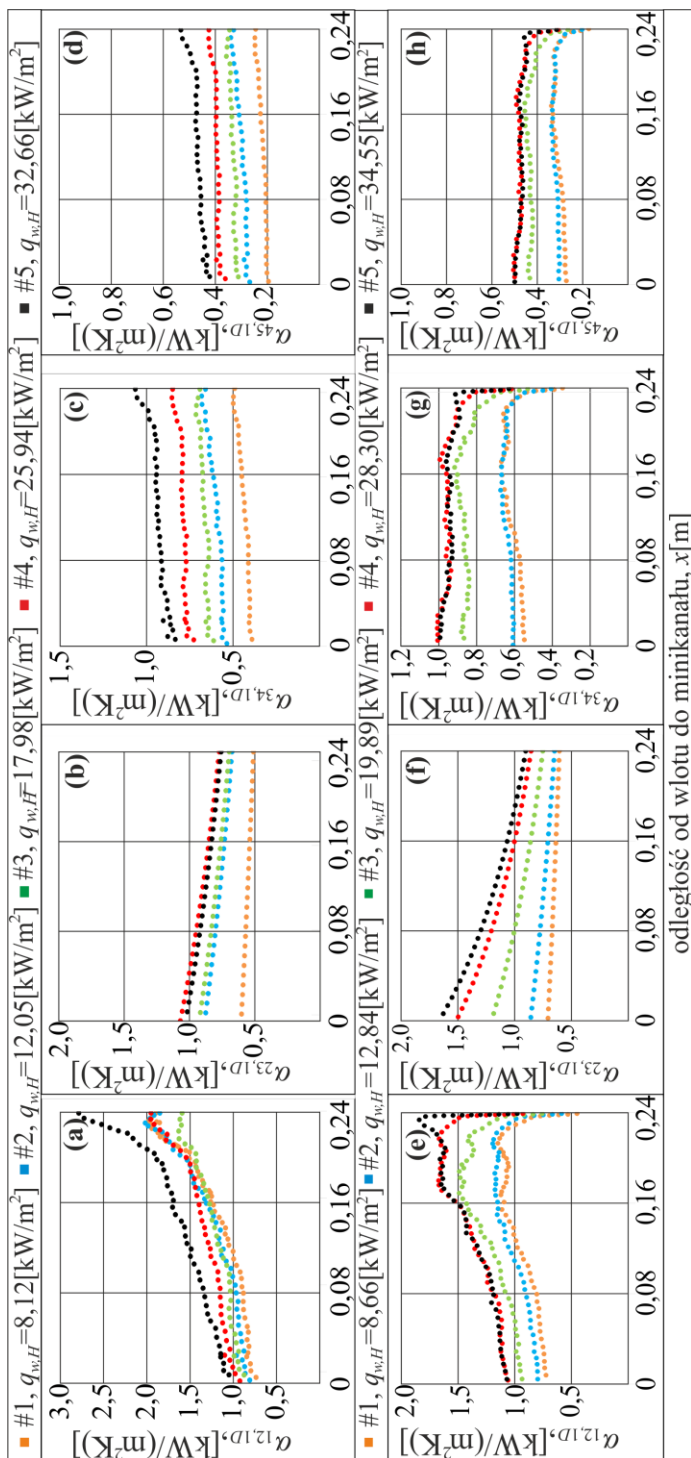
W niniejszym rozdziale przeanalizowano wyniki badań dla czterech współczynników przejmowania ciepła przy każdej płycie wewnątrz modułu z dwoma minikanalami. Wyniki przedstawiono głównie dla obszaru wrzenia przechłodzonego. Na rysunkach 8.20, 8.21, 8.22, 8.23 zaprezentowano wyniki otrzymane z pięciu ustawień różnych masowych przepływów czynników roboczych przy zadanym strumieniu ciepła. Badania eksperymentalne wymiany ciepła przeprowadzono dla powierzchni gładkiej płyty grzejnej (z płytą środkową *Cu*) (rysunki 8.20, 8.21) oraz powierzchni rozwiniętej teksturowanej laserowo (z płytą środkową *Ag*) (rysunki 8.22, 8.23).



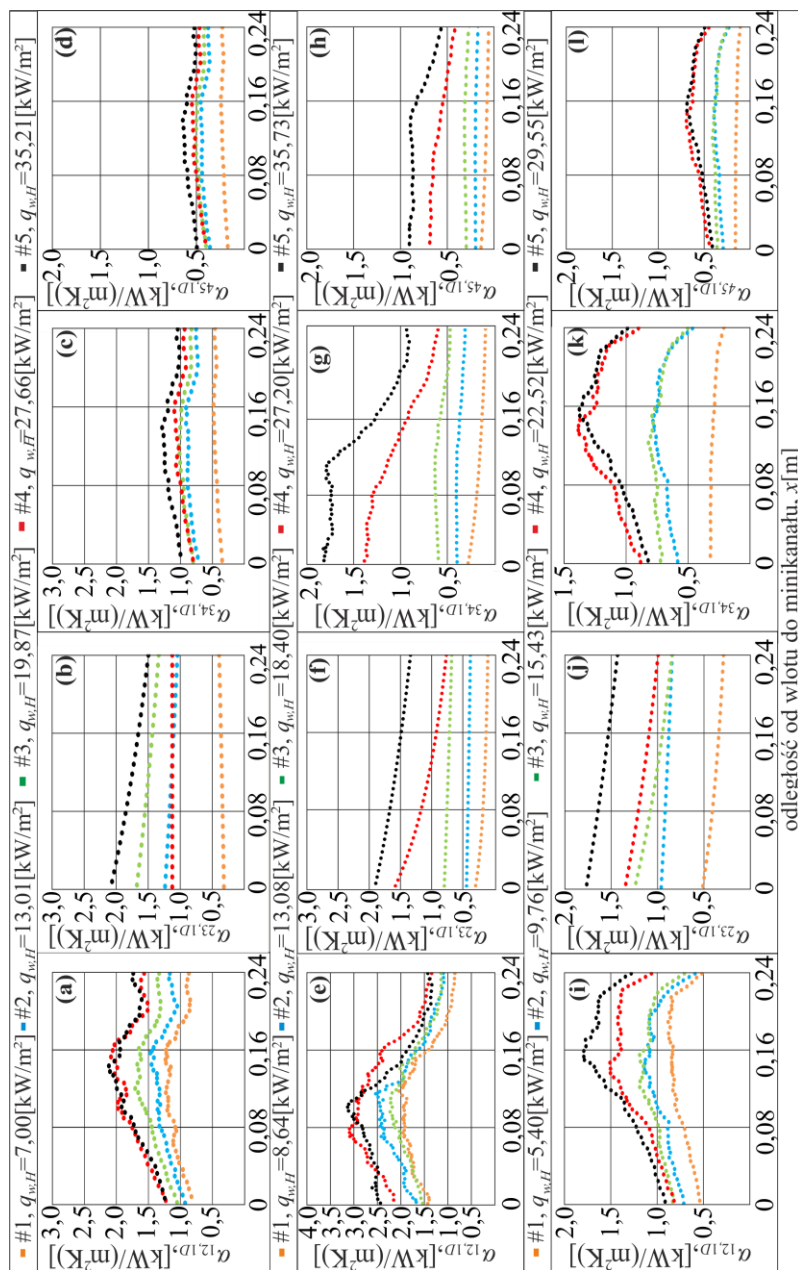
Rysunek 8.20 Współczynnik przyjmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, wyznaczony z podejścia 1D, dla: a, e - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna gładka - czynnik chłodniczy FC-72 ; b, f - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 - płyta Cu ; c, g - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku miedziana płyta - woda; d, h - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda - zamykająca płyta; płyta miedziana oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo; a) - d) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) - h) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180°



Rysunek 8.21 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, wyznaczony z podejścia 1D, dla: a), e), i) - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna gładka- czynnik chłodniczy FC-72; b), f), j) - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku FC-72 –płyta Cu; c), g), k) - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku płyta Cu – woda – d), h), l) - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta; płyta miedziana oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo, a) – d) - $\dot{Q}_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $\dot{Q}_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; e) – h) - $\dot{Q}_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; i) – l) - $\dot{Q}_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $\dot{Q}_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180°



Rysunek 8.22 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu wyznaczony z podejścia 1D, dla: a, e - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna teksturowana laserowo - czynnik chłodniczy FC-72; b, f - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 - srebrna płyta; c, g - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku srebrna płyta (Ag) - woda; d, h - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda - zamykająca płyta; płyta srebrna oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo, a) - d) - $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; e) - h) - $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; i) - d) - $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180°



Rysunek 8.23 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu wyznaczony z podejścia 1D, dla: a, e, i - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna teksturowana laserowo - czynnik chłodniczy FC-72; b, f, j - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 - srebrna płyta; c, g, k - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku srebrna płyta - woda; d, h, l - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda - zamykająca płytę; płyta srebrna oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo, a) - d) - $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; e) - h) - $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; i) - l) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s];

Przeprowadzono analizę wyników wpływu powierzchni płyty grzejnej gładkiej oraz powierzchni rozwiniętej teksturowanej laserowo na proces wymiany ciepła:

- Najwyższe wartości współczynników przejmowania ciepła uzyskano dla powierzchni płyty grzejnej z mini wgłębieniami (rysunki 8.22, 8.23), (kąt nachylenia modułu 180°).
- Podczas gdy zamontowano środkową płytę wykonaną ze srebra, współczynnik przejmowania ciepła α_{12} (na styku płyta grzejna – płyn FC-72) osiągnął w odległości 0,08 m od wlotu do minikanalu najwyższą wartość $\alpha_{12,Ag} = 2,45 \text{ kW(m}^2\text{K)}$ przy gęstości strumienia ciepła równej $q_{w,H} = 35,7 \text{ kW/m}^2$ oraz masowym natężeniu przepływu czynników roboczych w obu kanałach wynoszącym $Q_m = 0,008 \text{ kg/s}$ (rysunek 8.21i).
- Porównując współczynniki przejmowania ciepła przedstawione na rysunku 8.21i oraz z rysunkiem 8.23i uzyskano średnią różnicę wartości 26% w stosunku do wariantu z płytą grzejną gładką.

Porównano wartości współczynników α_{23} na styku czynnik roboczy FC-72 – płyta środkowa miedziana (wariant pierwszy) oraz płyta środkowa srebrna (wariant drugi). Analizując przedstawione na rysunkach 8.20 i 8.22, 8.23 zależności współczynników przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do wylotu z minikanalu odnotowano kluczowe obserwacje, którym towarzyszą następujące komentarze i wnioski:

- Współczynniki przejmowania ciepła α_{12} w odległości 2/3 od wlotu do minikanalu (rysunki: 8.21a, e, i, 8.23a, e, i), wykazują zależność rosnącą, a od tej odległości do obszaru wylotowego malejącą, może to wynikać ze wzrostu temperatury płyty grzejnej do odległości 0,20 m od wlotu do minikanalu (rysunki: 8.2i, 8.3a, e, 8.5i, 8.6a, e).
- Współczynniki α_{12} (rysunki: 8.21a, e, i, 8.23 a, e, i) w odległości 0,10 m od wlotu do minikanalu, wykazują zależność rosnącą przy jednoczesnym spadku temperatury w środkowej części powierzchni grzejnej (rysunki: 8.2 i, 8.3 a, e, 8.5 i, 8.6 a, e).
- Współczynniki α_{23} (dotyczą styku płyn chłodniczy FC-72 – środkowa płyta) wyznaczone dla obu wariantów płyty środkowej (Ag i Cu), które przedstawiono na rysunkach: 8.20 b, f, 8.21 b, f, j, 8.22 b, f, 8.23 b, f, j. Wartości współczynników przejmowania ciepła wykazują zależność malejącą wraz ze wzrostem odległości od wlotu do minikanalu. Odpowiadają im lokalne stopniowe wzrosty wartości temperatury czynnika roboczego FC-72 na długości od wlotu do wylotu minikanalu (rysunki: 8.2 b, f, j, 8.3 b, f, 8.5 b, f, j, 8.6 b, f).
- Współczynniki przejmowania ciepła α_{23} osiągnęły przybliżone wartości dla niskiego masowego natężenia przepływów czynników roboczych, natomiast wyższe wartości różnic osiągnięto dla najwyższego masowego natężenia przepływu na korzyść wariantu z płytą środkową srebrną 23% do 40%, (rysunek 8.21, b, f, j, 8.23, b, f, j.) oraz (tabela B.14 (źródło: Załącznik CD)).
- Współczynniki α_{34} (dotyczy styku płyta środkowa – płyn roboczy woda) (rysunki: 8.20g, 8.21g, k, 8.22g, 8.23g) oraz $\alpha_{45,1D}$ (dot. styku płyn chłodniczy – płyta

zamykająca Haynes-230), (rysunki: 8.20h, 8.21h, l, 8.22h), wyznaczone dla obu wariantów płyty środkowej (*Ag* i *Cu*), maleją wraz ze wzrostem odległości od wlotu do minikanalu. W tych samych obszarach zaobserwowano wzrost temperatury czynnika roboczego wody na długości od wlotu do wylotu minikanalu (rysunki: 8.2g, 8.3c, g, 8.5c, g, k, 8.6g).

W odniesieniu do minikanalu z czynnikiem roboczym FC-72, zaobserwowano dla dwóch wariantów z płytą środkową (*Ag* i *Cu*) następujące zależności:

- Na początku każdej serii eksperymentów wymiana ciepła przebiegała na drodze konwekcji jednofazowej wymuszonej, po której następowało przejście do obszaru wrzenia przechłodzonego wraz ze wzrostem strumienia ciepła (rysunek 8.20a, e, 8.21a, e, i).
- Na rysunku 8.5b przechłodzona ciecz w kanale z płynem FC-72 ogrzewa się wzdłuż drogi przepływu od ścianki płyty grzejnej, która osiągnęła temperaturę powierzchni do 55,8°C. Dla ostatniego z pomiaru serii, dla najwyższego strumienia ciepła (#5, $q_{w,H} = 37,63 \text{ kW/m}^2$), w kanale gorącym (FC-72) ma miejsce wrzenie przechłodzone. W warunkach najniższego przepływu $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s}$ temperatura czynnika roboczego FC-72 stopniowo wzrasta wzdłuż kanału do wartości $T_{FC} = 34,5^\circ\text{C}$ (rysunek 8.5b). Zaobserwowano w obszarze na styku płyty grzejnej z płynem FC-72, że zachodzi intensywna wymiana ciepła z czynnikiem roboczym (rysunek 8.4a). Przy stałym strumieniu ciepła uzyskano wzrost temperatury powierzchni grzejnej przy niższym wzroście temperatury T_{FC} czynnika roboczego FC-72 w minikanale (rysunek 8.5b). Do kanału wpływa przechłodzona ciecz, następuje wzrost gęstości strumienia ciepła oraz wzrost temperatury w układzie na drodze konwekcji jednofazowej, powodując tym samym zainicjowanie początku wrzenia. W warstwie przyściennej powierzchni grzejnej ciecz jest przegrzana, podczas gdy w rdzeniu przepływu jest chłodzona (płyta środkowa *Cu*). Spontaniczne pojawianie się pęcherzy parowych powoduje spadek temperatury powierzchni grzejnej i płynu na odcinku od 0,18 m do 0,24 m od wlotu do minikanalu. W ten sam sposób można zinterpretować wyniki przedstawione dla wariantu z płytą środkową srebrną (*Ag*), (rysunki: 8.2 a i 8.2 b, 8.1 a).
- W obszarze wrzenia przechłodzonego, mimo że temperatura płynu FC-72 była poniżej temperatury nasycenia, lokalne przegrzanie w rdzeniu przepływu przesuwając się bliżej powierzchni grzejnej powodowało formowanie się nielicznych pęcherzyków pary. Pęcherzyki, wraz z przepływem czynnika roboczego przenosząc się w kierunku cieplejszych regionów, pochłaniane są przez chłodniejszy płyn przy płycie środkowej miedzianej co prowadzi do intensyfikacji wymiany ciepła w tym obszarze (wzrost współczynnika α_{34} za płytą środkową *Cu* - woda na tym samym odcinku powierzchni). Wraz z dalszym wzrostem wartości temperatury do odległości 0,20 m od wlotu do minikanalu, ilość energii cieplnej niezbędnej do utrzymania wrzenia przechłodzonego malała. Zaobserwowano w tym obszarze wzrost temperatury przepływającego płynu oraz spadek wartości współczynnika do $\alpha_{12} = 1,83 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$ na krótkim odcinku od 0,20 m do 0,22 m od

wlotu do minikanalu (rysunek 8.20a). Za przedstawionym odcinkiem następował dalszy wzrost współczynnika do wartości $\alpha_{12} = 2,35 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$.

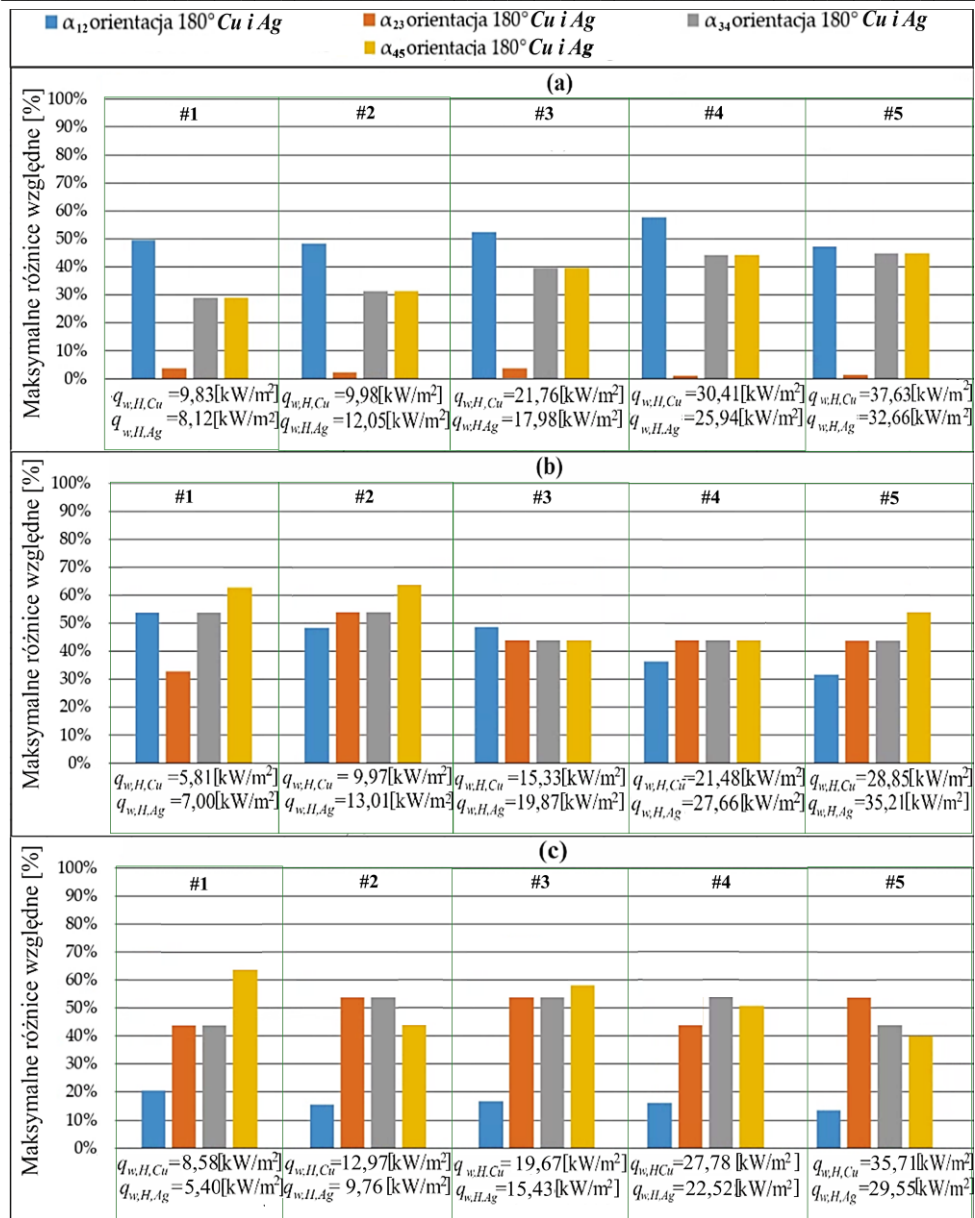
- Przeanalizowano wartości współczynnika α_{23} (dotyczy styku płyn chłodniczy FC-72 – płyta środkowa miedziana) zjawiska związane z wrzeniem przechłodzonej cieczy mogą różnić się w zależności od lokalnych warunków cieplnych i przepływowych. Współczynnik α_{23} po stronie miedzianej płyty środkowej osiąga wysokie wartości w początkowej fazie wrzenia płynu FC-72 (rysunek 8.20 b). Wraz z przepływem mieszaniny cieczy i pęcherzyków pary wzdłuż kanału, intensywność wymiany ciepła stopniowo maleje aż do wylotu z minikanalu. Na powierzchni miedzianej płyty środkowej obserwuje się stopniowy wzrost temperatury (rysunek 8.5c). Prawdopodobnie w miarę, jak pęcherzyki pary odrywają się od powierzchni płyty grzejnej i przedostają się do chłodniejszej cieczy przy powierzchni płyty środkowej Cu, pęcherzyki pary ulegają intensywnej kondensacji i zanikają. Widoczny spadek temperatury jest bardziej wyraźny w obszarze bliższym wlotowi do kanału (rysunek 8.5b). Dla wariantu z płytą środkową srebrną proces kondensacji jest jeszcze bardziej intensywny (rysunki: 8.2a, b, 8.22a, b).
- Wysoka przewodność cieplna miedzi pozwala na przekazywanie ciepła od płyty środkowej miedzianej do wody, co skutkuje wzrostem współczynnika $\alpha_{34} = 0,91 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$ w tym obszarze (rysunek 8.20c). Z kolei wartość temperatury wody przepływającej za płytą środkową rośnie od wlotu do wylotu z minikanalu, ponieważ absorbuje ona ciepło przekazywane przez płytę miedzianą, co skutkuje również chłodzeniem płynu FC-72 w kanale gorącym (rysunek 8.5d). Można stwierdzić, że na całej długości od wlotu do wylotu minikanalu z przepływającą wodą występuje konwekcja jednofazowa wymuszona.
- Najbardziej efektywnym masowym natężeniem przepływu czynników roboczych (gorący obieg: FC-72 i zimny: woda) jest masowy przepływ czynników roboczych w obu minikanalach o wartości $0,006 \text{ kg/s}$ (rysunek 8.21a, b, c, d)
- Zauważono, że współczynniki α_{23} na styku płyn FC-72 - płyta środkowa (Ag, Cu) osiągają przybliżone wartości dla trzech najwyższych gęstości strumieni ciepła na styku płyta środkowa – czynnik roboczy woda (rysunki: 8.21b, c, 8.23f, g) przy takich samych masowych przepływach czynników roboczych w obu minikanalach.
- Zaobserwowano, że w obszarze spadku temperatury na powierzchni płyty grzejnej (rysunki: 8.4a, 8.4e (podrozdział 8.2.1)) występuje jednocześnie wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła α_{12} (rysunki 8.23e, f). Przy wartościach gęstości strumienia ciepła powyżej $q_{w,H} = 20 \text{ kW}/\text{m}^2$ obserwuje się inicjację wrzenia przechłodzonego oraz zachodzi intensyfikacja wymiany ciepła.
- Podczas wzrostu masowego przepływu czynników roboczych w obu minikanalach, obserwuje się wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła α_{12} . Front wrzenia przemieszcza się wraz z kierunkiem przepływu czynnika roboczego w gorącym kanale (płyn FC-72) a odwrotnie do kierunku przepływu czynnika roboczego wody w minikanale zimnym tak jak na rysunkach: 8.21a, e, f.
- Podczas gdy wartość współczynnika przejmowania ciepła α_{12} maleje wraz ze wzrostem temperatury powierzchni płyty grzejnej, może to być związane ze

spadkiem intensywności wymiany ciepła np. w wyniku konwekcji. Zjawisko to może również wskazywać na przejście z obszaru wrzenia przechłodzonego do konwekcji jednofazowej wymuszonej, cechująca się niższą efektywnością w porównaniu z wrzeniem przechłodzonym.

Na rysunku 8.24 przedstawiono maksymalne względne różnice między wartościami współczynników przejmowania ciepła obliczonymi dla wariantu z płytą środkową miedzianą a współczynnikami przejmowania ciepła uzyskanymi dla wariantu z płytą środkową srebrną. Stwierdzono, że wynoszą one: 1,23% dla gęstości strumienia ciepła $q_{w,H,Cu} = 21,76 \text{ kW/m}^2$ (rysunek 8.24b) do 62,4% dla $q_{w,H,Cu} = 9,97 \text{ kW/m}^2$, (rysunek 8.24b).

Podczas analizy wyników przedstawionych na rysunku 8.24 zaobserwowano następujące zależności:

- Wartości maksymalnych różnic względnych współczynników przejmowania ciepła są niższe dla najmniejszych masowych przepływów czynników roboczych (rysunek 8.24a).
- Zaobserwowano najniższe wartości maksymalnych różnic względnych (rysunek 8.24a) uzyskanych dla współczynnika α_{23} (na styku płyn FC-72 – płyta środkowa) gdzie strumień ciepła wynosił od $q_{w,H,Cu} = 8,12 \text{ kW/m}^2$ do $q_{w,H,Ag} = 32,66 \text{ kW/m}^2$. Maksymalne względne różnice współczynników przejmowania ciepła nie przekroczyły 3,62%, ponadto zauważono, że najniższe wartości różnic względnych dla każdego strumienia ciepła uzyskiwano, gdy masowe natężenie przepływu obu czynników roboczych wyniosło: $Q_m = 0,003 \text{ kg/s}$ (rysunek 8.24a).
- Zaobserwowano najniższe różnice względne wynoszące do 20% dla współczynników α_{12} przy jednakowym masowym natężeniu przepływu obu czynników roboczych $Q_m = 0,008 \text{ kg/s}$ (rysunek 8.24c).
- Stwierdzono, że najwyższe maksymalne różnice względne, uzyskano dla współczynników przejmowania ciepła α_{45} (na styku woda – płyta zamykająca), które przedstawiono na rysunku 8.24b. Oznacza to, że jednakowe masowe natężenie przepływu czynników roboczych w obu minikanalach ($Q_m = 0,006 \text{ kg/s}$) wpływa na osiągnięcie wyższych wartości współczynników przejmowania ciepła w wariancie z płytą środkową Ag (rysunki 8.22, 8.23).
- W przypadku jednakowego masowego natężenia przepływu obu czynników roboczych w minikanalach ($Q_m = 0,006 \text{ kg/s}$) współczynniki przejmowania ciepła α_{45} w wariancie z płytą środkową srebrną osiągają wyższe wartości, gdzie maksymalne względne różnice współczynników przejmowania ciepła wyniosły do 63% (rysunek 8.24b) w porównaniu z wariantem płyty środkowej z miedzi.

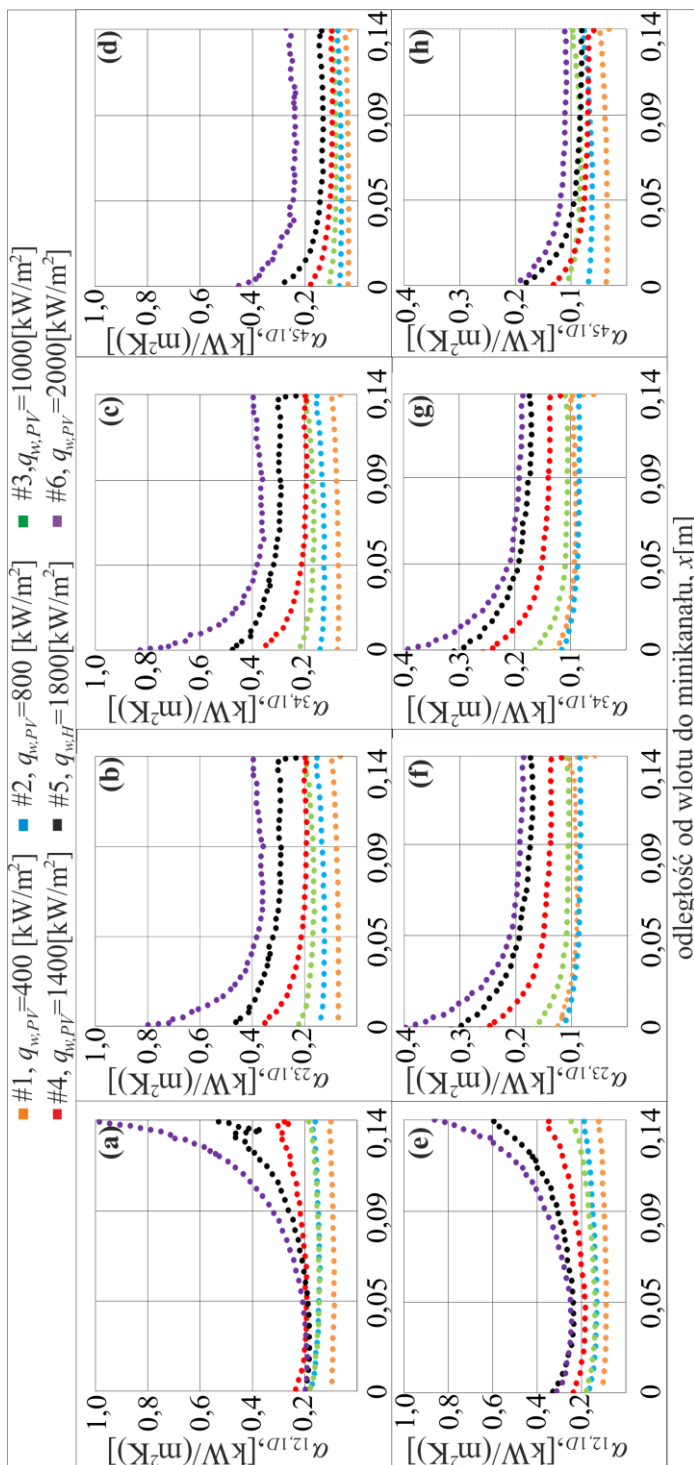


Rysunek 8.24 Maksymalne względne różnice współczynników przejmowania ciepła wyznaczone z pomiaru eksperymentalnego dla modułu z dwoma minikanalami uwzględniając dwa warianty płyty środkowej miedzianej i srebrnej: dla przepływu przeciwpłukowego czynników roboczych: a) $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; b) $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; c) $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; #1, #2, #3, #4, #5 – gęstości strumienia ciepła dostarczane do płyty grzejnej dla wariantu z płytą środkową miedzianą - $q_{w,H,Cu}$ oraz srebrną - $q_{w,H,Ag}$; wybrane porównania współczynników przejmowania ciepła (rysunki: 8.20 - 8.23); orientacja modułu 180°

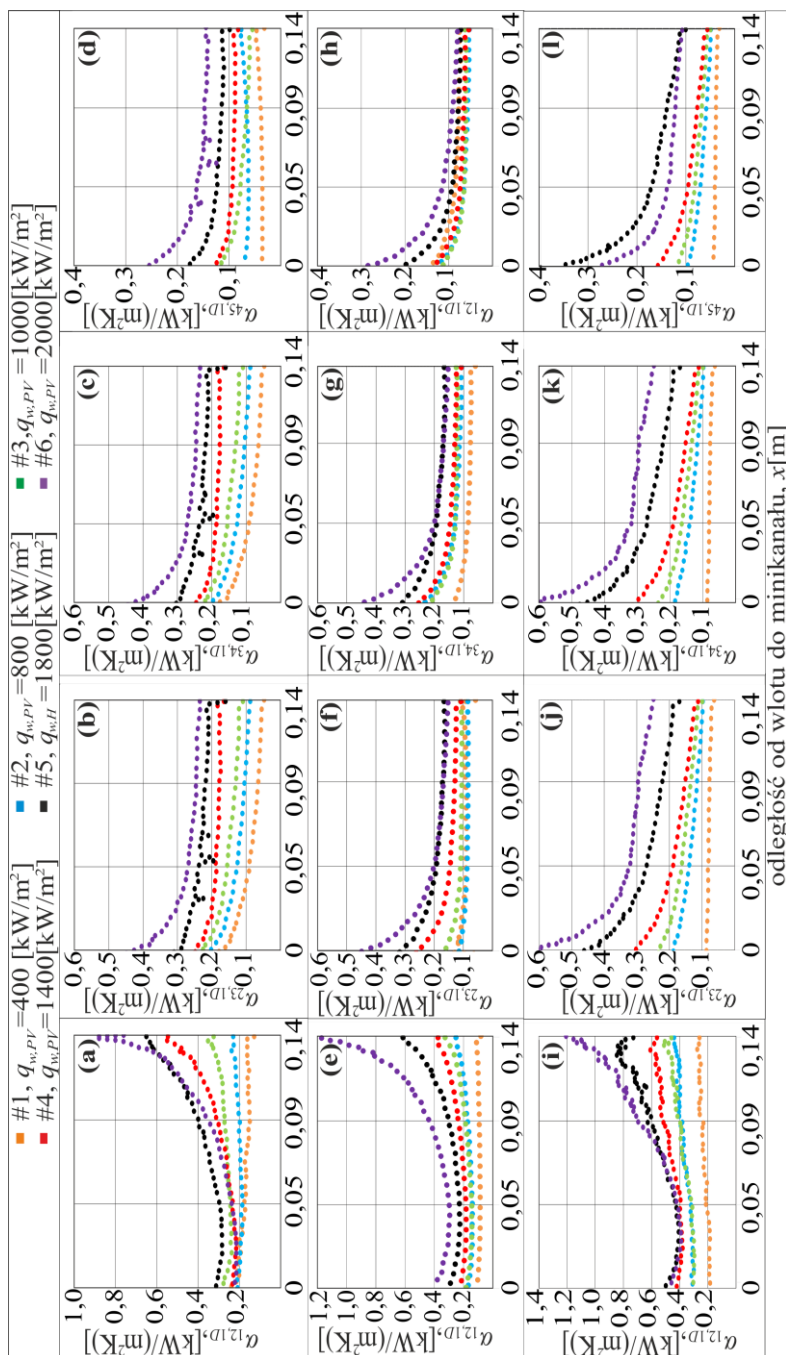
8.3.2. Moduł z grupą minikanalów

Współczynniki przejmowania ciepła zostały opracowane na podstawie badań modułu z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów, (rysunek 5.7b, 5.8) dla sześciu gęstości strumienia ciepła, odpowiadające wymianie ciepła zachodzącej na drodze konwekcji jednofazowej oraz inicjacji wrzenia i obszaru wrzenia przechłodzonego podczas przepływu czynników roboczych w minikanalach. W module zastosowano płytę środkową miedzianą, gdzie z jednej strony w sześciu kanałach przepływał czynnik roboczy FC-72 i z drugiej strony w sześciu kanałach przepływała przeciwnieprądowo woda. Współczynniki przejmowania ciepła zostały obliczone zgodnie z podejściem 1D. Na podstawie wyników eksperymentalnych, w których występował przepływ przeciwnieprądowy, przedstawiono następujące zależności:

- Współczynniki α_{12} (dotyczy styku panel słoneczny - czynnik chłodniczy FC-72), (rysunek 8.25a, e, 8.26a, e, i), rosną stopniowo wzdłuż kanału od wlotu do wylotu dla modułu z grupą minikanalów. Stwierdzono, że zwiększona intensyfikacja wymiany ciepła zachodzi w odległości 0,07 m od wlotu minikanalu, która może być związana ze spadkiem wartości temperatury zarejestrowanymi w punktach pomiarowych w obszarze bliskim wlotowi do kanału (rysunek 8.25a).
- Dla współczynników przejmowania ciepła α_{23} (dotyczy powierzchni styku czynnik chłodniczy FC-72 – płyta środkowa miedziana), (rysunki 8.25 i 8.26), wartości współczynników rosną stopniowo od wlotu do wylotu z minikanalu. W obszarze wlotowym do minikanalu wartości współczynników α_{23} są wyższe i wynoszą w maksymalnym punkcie 1 kW/(m²K), (rysunek 8.25a). Widoczny jest wzrost temperatury powierzchni płyty ogniw słonecznych wraz ze wzrostem odległości od wlotu do minikanalów (gdy ochłodzony czynnik roboczy FC-72 wpływa do grupy minikanalów, następnie ogrzewa się wraz ze wzrostem odległości od wlotu do minikanalów), rysunek 8.11a, g, 8.25b, f.
- W większości serii eksperymentów wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła wymiana ciepła przebiegała na drodze konwekcji jednofazowej wymuszonej (rysunek 8.24, 8.25). Wartości temperatury czynnika roboczego FC-72 dla najwyższego strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$ na wlocie do grupy minikanalów wynosiły: $T_{FC,we} = 20,2^\circ\text{C}$ oraz wylocie z minikanalów $T_{FC,wy} = 31,3^\circ\text{C}$. Dla tej nastawy strumienia ciepła temperatura powierzchni płyty ogniw słonecznych osiągnęła maksymalną wartość $T_{H,IR} = 42^\circ\text{C}$.
- W warunkach masowego przepływu $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s}$ temperatura czynnika roboczego FC-72 przepływającego przez minikanaly stopniowo wzrasta wraz z odległością od wlotu do minikanalów (rysunek B.4 (źródło: Załącznik CD)). W tym samym pomiarze zauważono wzrost współczynnika przejmowania ciepła od wlotu do minikanalu (rysunek 8.25a). Stwierdzono, że w danym obszarze na styku płyty grzejnej z płynem FC-72, zachodzi intensywniejsza wymiana ciepła.



Rysunek 8.25 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу, moduł z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów; podejście obliczeniowe 1D, dla: a), e) - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku ogniwo słoneczne - czynnik chłodniczy FC-72, b), f) - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 - środkowa miedziana płyta, c), g) - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku środkowa miedziana płyta - woda, d), h) - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda - zamykająca płyta miedziana; przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo: a) - d) - $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) - h) - $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $\dot{Q}_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180°



Rysunek 8.26 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, moduł z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów; podejście obliczeniowe 1D, dla: a), e), i) - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku ogniwo słoneczne - czynnik chłodniczy FC-72, b), f), j) - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 - środkowa miedziana płyta, c), g), k) - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku środkowa miedziana płyta - woda, d), h), l) - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda - zamykająca płyta; miedziana; przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo: a) - d) - $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; e) - h) - $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; i) - l) - $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180°

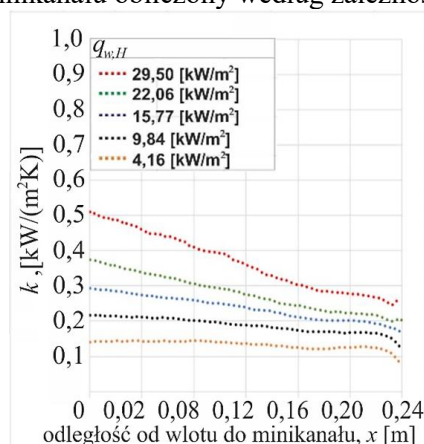
- Wartość współczynników α_{34} (dotyczy styku płyta środkowa miedziana - woda), (rysunek 8.26c, g, k) wykazują zależność malejącą przy jednoczesnym wzroście temperatury na powierzchni płyty środkowej od strony płynu FC-72 (rysunki 8.24c, g,) przy stopniowym wzroście temperatury czynnika roboczego wody (rysunek B.4b, e, h (źródło: Załącznik CD)).
- Zgodnie z przebiegiem zależności współczynników przedstawionych na rysunku 8.25 można zauważyć, że przy wyższym masowym natężeniu przepływu obu czynników roboczych, uzyskano niższe wartości współczynników przejmowania ciepła dla: α_{23} , α_{34} , α_{45} . Zauważono, że wartości współczynnika α_{12} od ok. 0,05 m odległości od wlotu do minikanalu, wykazują zależność rosnącą, może być spowodowane lokalnym stopniowym wzrostem temperatury wody od wlotu np.: $T_{FC,we} = 20,6^{\circ}\text{C}$ do wylotu $T_{FC,wy} = 23,2^{\circ}\text{C}$ z minikanalu.
- Najbardziej efektywnym masowym natężeniem przepływu czynników roboczych, czyli pozwalającym na osiągnięcie maksymalnych współczynników przejmowania ciepła okazało się masowe natężenie przepływu 0,006 kg/s obu czynników roboczych (rysunek 8.25 a, b, c, d), tak jak: $Q_{m,FC} = 0,006$ oraz $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s. Współczynniki α_{12} pomiędzy płytą z ogniwem słonecznym a czynnikiem roboczym FC-72 rosną od 0,05 m wraz z odległością od wlotu do minikanalu.
- W odniesieniu do grupy minikanalów z czynnikiem roboczym FC-72, zauważono, że najsilniej chłodzona jest część środkowa ogniw słonecznych, w odległości 0,07 m od wlotu do minikanalów (rysunek B.4 (źródło: załącznik CD)).
- Porównując współczynniki przejmowania ciepła dla modułu z płytą grzejną z dwoma minikanalami a wartościami współczynników dla modułu z grupą minikanalów można wnioskować, że współczynniki są niższe o 50% ponieważ szyba hartowana (grubość 3 mm), ogranicza częściowo przekazywany do ogniw PV strumień ciepły, (gdyż szkło jest dobrym izolatorem).
- Analizując efektywną pracę ogniw słonecznych, przy najlepszym chłodzeniu czynnikami roboczymi można stwierdzić, że na rysunku 8.25e-h ogniwo było chłodzone efektywnie na całej długości od wlotu do minikanalów. Współczynnik α_{12} w tym obszarze osiągnął najwyższe wartości sięgające do 1,2 kW/(m²K).
- Wzrost wartości współczynnika przejmowania ciepła do $\alpha_{12} = 1$ kW/(m²K) wraz z odległością od wlotu do minikanalu sugeruje, że zachodzi efektywna wymiana ciepła między nagrzewanym ogniwem słonecznym a przepływającym czynnikiem chłodniczym FC-72. Przy najwyższym strumieniu ciepła ($q_{w,PV} = 2000$ W/m²), występuje inicjacja wrzenia w końcowej części minikanalu (rysunek 8.25a). Podczas przejścia z obszaru konwekcji jednofazowej wymuszonej w obszar inicjacji wrzenia pęcherzykowego następował lokalny spadek temperatury powierzchni płyty z ogniwem słonecznym, przy stałym strumieniu ciepła.

8.3.3. Porównanie wyników z podejść 1D i 2D i obliczeń numerycznych z programu STAR-CCM+

W rozdziale tym przedstawiono zależność współczynnika przejmowania ciepła oraz zależność zastępczego współczynnika przenikania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу oraz (rysunek 8.27), dla pięciu wybranych strumieni ciepła (rysunki: 8.28, 8.29) i sześciu dla modułu z grupą minikanalów. Współczynniki zostały wyznaczone przy zastosowaniu podejścia obliczeniowego 1D (rysunek 8.28a, c, 8.29a) oraz symulacji numerycznej programu STAR-CCM+ (rysunek 8.28b, d i rysunek 8.29b) i porównane z podejściem 2D. Wyniki przedstawiono w publikacji [204].

Moduł z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami

Na rysunku 8.27 przedstawiono zastępczy współczynnik przenikania ciepła otrzymany w wyniku obliczeń zgodnych z podejściem jednowymiarowym w funkcji odległości od wlotu do minikanalu obliczony według zależności (6.6) w rozdziale 6.2.

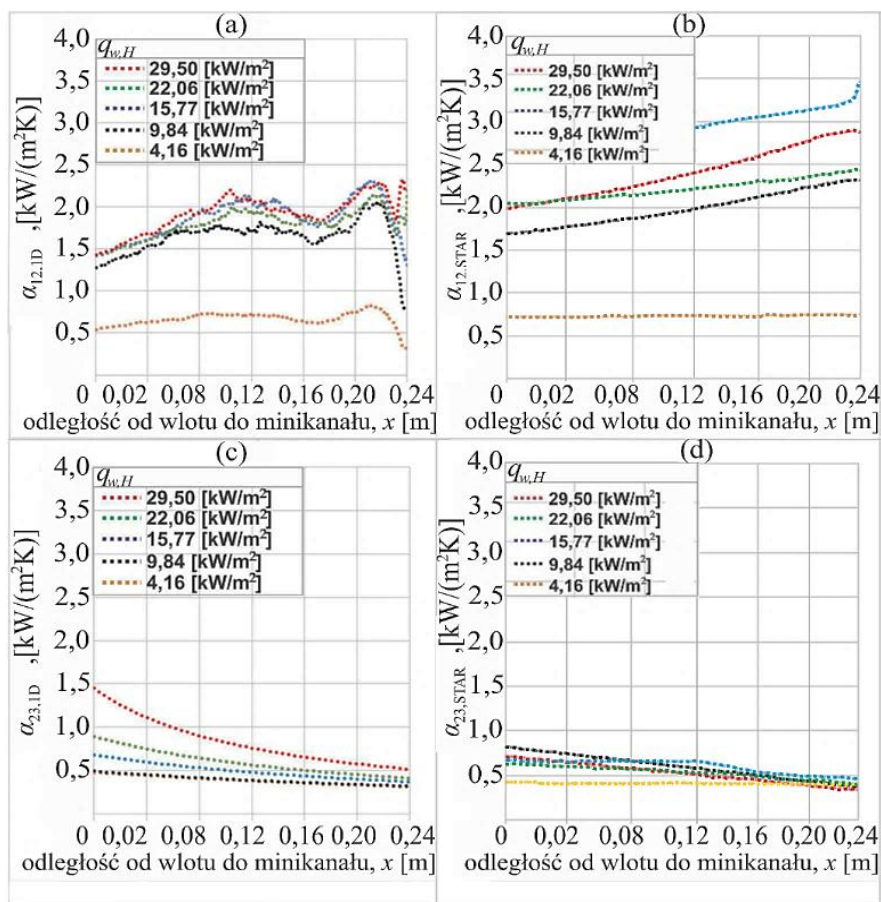


Rysunek 8.27 Zastępczy współczynnik przenikania ciepła otrzymany w wyniku obliczeń zgodnych z podejściem 1D dla wariantu modułu z płytą środkową Ag , przepływ czynników roboczych przeciwwądowo, masowe natężenie przepływu $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s, orientacja modułu 180°

Wartości współczynnika k maleją w zakresie od najwyższej wartości 0,5 kW/(m²K) do najniższej wartości 0,1 kW/(m²K). Przedstawiony zakres prezentuje zmienność efektywności przenoszenia ciepła wzdłuż minikanalu, przy czym wyższe wartości odpowiadają obszarom o intensywniejszej wymianie ciepła (rysunek 8.27). Otrzymane wartości wskazują na występowanie lokalnych zmian temperatury wzdłuż przepływu czynnika roboczego.

Analizując wyniki pokazane na rysunku 8.28 i 8.29 oraz przedstawione w publikacji [204], dla podejścia dwuwymiarowego 2D, różnice wartości współczynnika przejmowania ciepła rosły w funkcji odległości od wlotu do wylotu z minikanalu wraz ze wzrostem strumienia ciepła (rysunek 8.28a). Wyższe wartości

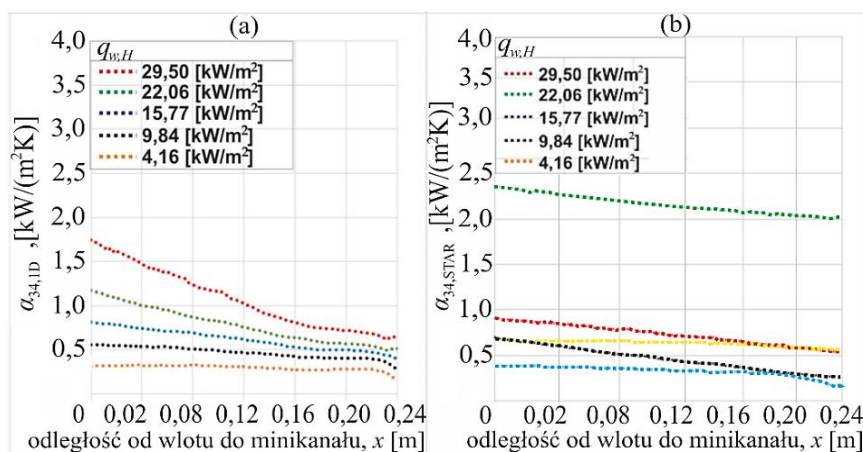
współczynników przejmowania ciepła osiągnięto z obliczeń programu STAR-CCM+ w porównaniu do uzyskanych z podejścia 1D (rysunek 8.28b) [204]. Współczynnik α_{23} (dotyczy styku czynnika chłodniczego FC-72 – środkowa srebrna płyta, rysunek 8.28 c, d) i α_{34} (dot. styku środkowa srebrna płyta – woda, rysunek 8.29a, b), zaobserwowano, iż współczynniki wyznaczone z wykorzystaniem obu podejść 1D i 2D, maleją wraz z odległością od wlotu do minikanалу i przyjmują zbliżone wartości.



Rysunek 8.28 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу, dla podejścia 1D oraz programu numerycznego STAR-CCM+, a) $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna - czynnik chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{12,STAR}(x)$ na styku płyta grzejna - czynnik chłodniczy FC-72, c) $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – srebrna płyta, d) $\alpha_{23,STAR}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – srebrna płyta; przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo, masowe natężenie przepływu $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$, $Q_{m,W} = 0,003 \text{ kg/s}$

Zauważono, iż wartości współczynnika α_{12} rosną do 0,10 m odległości od wlotu do minikanалу dla wszystkich gęstości strumienia ciepła (rysunek 8.28a, b), następnie wartości współczynnika maleją do odległości 0,17 m. W przedstawionym

obszarze wartość temperatury czynnika roboczego FC-72 w kanale wzrasta do $T_{FC} = 26,3^{\circ}\text{C}$. Natomiast w obszarze wylotowym z minikanалу z czynnikiem roboczym FC-72 zauważono, iż współczynnik α_{12} maleje (rysunek 8.28a), co może być spowodowane lokalnym wzrostem temperatury płyty grzejnej (rysunek 8.4a). W obszarze kontaktu czynnika roboczego FC-72 z płytą grzejącą ma miejsce wrzenie przechłodzone. Natomiast dla współczynnika α_{23} (rysunki 8.28c i 8.28d) w obszarze wlotowym do minikanалу z czynnikiem roboczym FC-72, wartość współczynnika jest wysoka i wynosi $\alpha_{23} = 1,5 \text{ [kW/m}^2\cdot\text{K]}$ na początku kanału (w obszarze wlotowym) temperatura przepływającego czynnika roboczego FC-72 wynosiła $T_{FC} = 17,8^{\circ}\text{C}$ (rysunek 8.4b), gdzie dochodzi do mieszania warstw zimnego płynu ochładzanego od płyty środkowej srebrnej $T_{Ag} = 16,2^{\circ}\text{C}$ (rysunek 8.4c).



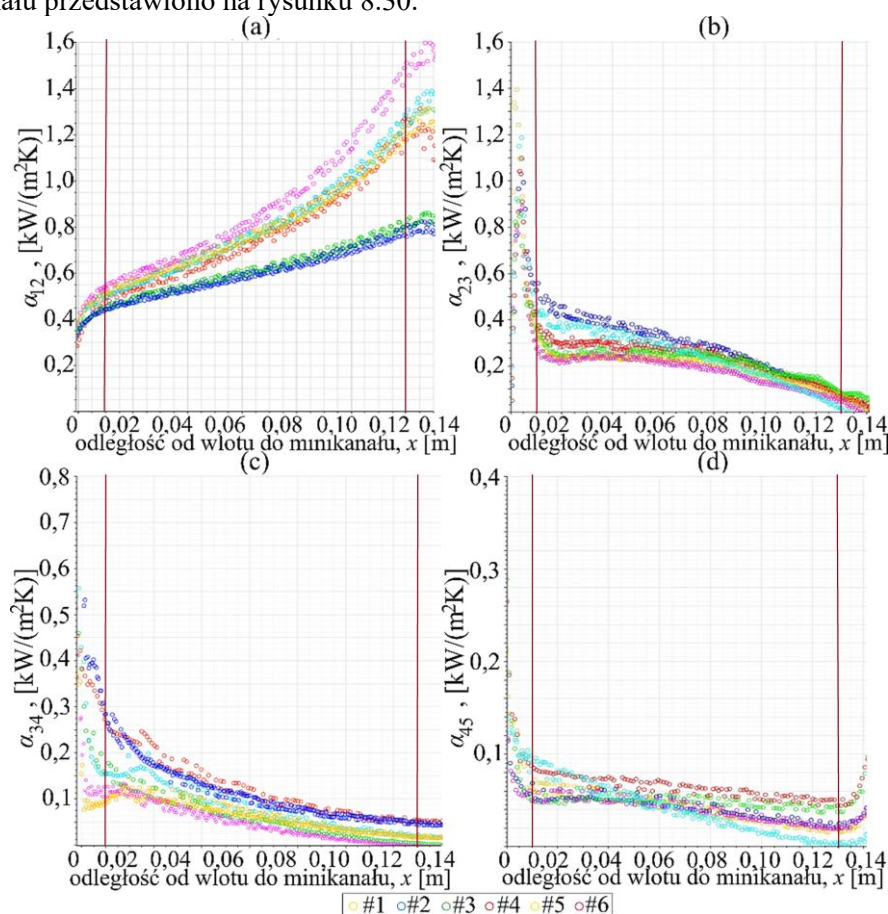
Rysunek 8.29 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу, dla podejścia 1D oraz z programu STAR-CCM+, a) $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku srebrna płyta – woda destylowana, b) $\alpha_{34,STAR}(x)$ na styku srebrna płyta – woda destylowana

Porównano współczynniki α_{23} pomiędzy otrzymanymi z obliczeń dwoma podejściami 1D i 2D oraz w programie numerycznym STAR-CCM+. Maksymalne różnice względne między wartościami współczynników α_{23} wyniosły 5%, natomiast najwyższe wartości maksymalnych różnic względnych wyniosły 36%. Wyższe wartości otrzymano dla współczynnika α_{12} , co szczegółowiej omówiono w publikacji [204]. W przypadku współczynnika α_{23} średnie maksymalne różnice względne wyniosły 16%. Zauważono, że wraz ze wzrostem wartości strumienia ciepła maleją średnie maksymalne różnice względne pomiędzy wartościami współczynników obliczonych podejściami 1D i 2D. Przy najniższych osiągniętych wartościach strumienia ciepła $q_{w,H} = 29,50 \text{ kW/m}^2$, różnice względne pomiędzy wartościami współczynników przejmowania ciepła wyniosły: 29%, 5% i 16%, odpowiednio dla współczynników α_{12} , α_{23} i α_{34} [204]. Natomiast dla obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ oraz podejścia 1D średnie maksymalne różnice względne pomiędzy wartościami współczynników wyniosły kolejno $\alpha_{12} - 22,8\%$, $\alpha_{23} - 11,2\%$, $\alpha_{34} - 38\%$.

Oznacza to, że średnie maksymalne różnice współczynników przejmowania ciepła pomiędzy podejściem 2D a symulacją numeryczną w programie STAR-CCM+, są zbliżone i wynoszą 5% [204].

Moduł z ogniwem solarnym z grupą minikanalów

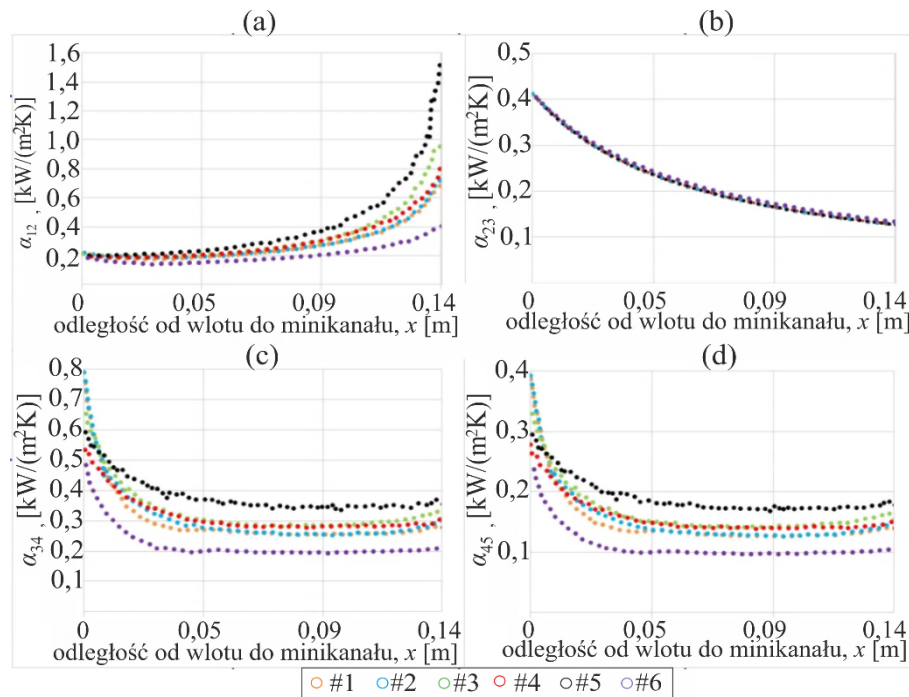
W rozdziale przeanalizowano wyniki współczynników przejmowania ciepła, uzyskane w trakcie przeprowadzonych badań eksperymentalnych oraz symulacji numerycznych dla modułu z grupą minikanalów ustawionego poziomo 180° . Kanały posiadały długość 0,14 m, które oddzielone były płytą środkową miedzianą. Zależność współczynników przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу przedstawiono na rysunku 8.30.



Rysunek 8.30 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу, symulacja numeryczna w programie STAR-CCM+: a) $\alpha_{12, \text{STAR}}(x)$ na styku powierzchni panelu słonecznego - czynnik chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{23, \text{STAR}}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – miedziana płyta, c) $\alpha_{34, \text{STAR}}(x)$ na styku miedziana płyta – woda destylowana, d) $\alpha_{45, \text{STAR}}(x)$ na styku woda destylowana – płyta zamykająca. Przepływ czynników roboczych przeciwwprądowo: $Q_{m, \text{FC}} = 0,003 \text{ kg/s}$, $Q_{m, \text{W}} = 0,003 \text{ kg/s}$ przy orientacji modułu 180° , gęstość strumienia ciepła $q_{w, \text{PV}} = 2000 \text{ W/m}^2$

Współczynniki przejmowania ciepła zostały wyznaczone przy zastosowaniu obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ (rysunek 8.30, 8.33, B.14, B.15 (źródło: Załącznik B (CD))) oraz podejścia 1D (rysunek 8.31, B.13, B.16 (źródło: Załącznik B (CD))). Poszczególne części rysunków ilustrują lokalne wartości współczynnika przejmowania ciepła na płaszczyznach styku:

- ogniwo słoneczne – czynnik chłodniczy FC-72 (rysunek 8.30a i 8.31a),
- czynnik chłodniczy FC-72 – płyta srebrna (rysunek 8.30b i 8.31b),
- płyta srebrna – woda (rysunek 8.30c, 8.31c),
- czynnik roboczy woda – płyta zamykająca (rysunek 8.30b i 8.31b).



Rysunek 8.31 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, podejście 1D, a) $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku powierzchnia ogniwa słonecznego – czynnik chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – miedziana płyta, c) $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku miedziana płyta – woda, d) $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – płyta zamykająca. Przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowy: FC-72 $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s przy orientacji modułu 180° i strumień ciepła $q_{w,PV} = 2000$ W/m²

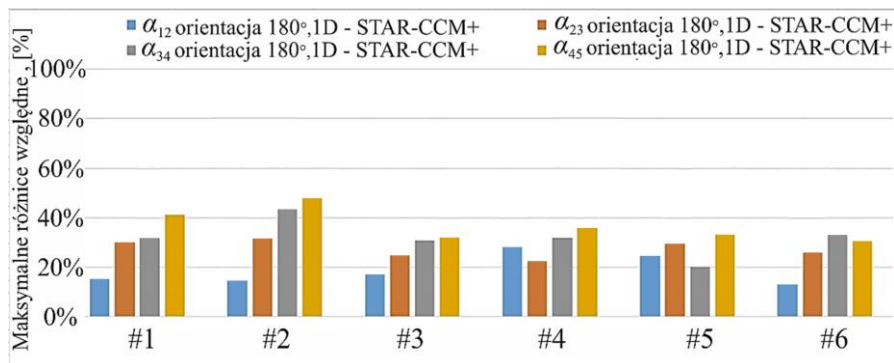
Rysunek 8.31 prezentuje dane eksperymentalne otrzymane podczas badania ogniwa słonecznego, zgodnie z przekrojami zaznaczonymi na termogramach powierzchni płyt zewnętrznych (rysunek 8.10) badanego ogniwa słonecznego (oznaczone jako: #1, #2, #3, #4, #5, #6) (rysunek 8.10a6). Położenie linii pomiarowych na powierzchni ogniwa: linia #1 – 20 mm od prawej krawędzi ogniwa, linia #2 – 20 mm od linii #1 (40 mm od prawej krawędzi ogniwa), linia #3 – 20 mm od linii #2 (60 mm od prawej krawędzi ogniwa), linia #4 centralna oś ogniwa (80 mm od prawej

krawędzi ogniwa), linia #5 - 20 mm od linii #4 (100 mm od prawej krawędzi ogniwa), linia #6 - 20 mm od linii #5 (120 mm od prawej krawędzi ogniwa).

Na podstawie rysunków 8.30 oraz 8.31 przedstawiono następujące wnioski:

- Wartości współczynników α_{12} przedstawione na rysunkach 8.30 oraz 8.31, wzrastają wraz ze wzrostem strumienia ciepła osiągając maksimum w odległości 0,12 m od wlotu do minikanалу i wynoszą maksymalnie: $\alpha_{12,STAR} = 1524 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.30a), $\alpha_{12,1D} = 1534 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.31a).
- Wartości współczynnika α_{23} osiągają maksimum w części wlotu do minikanалу, a następnie maleją wraz z odległością: $\alpha_{23,STAR} = 455 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.30b), $\alpha_{23,1D} = 418 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.31b), wyniki podejścia 1D, $\alpha_{34,1D} = 464 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.30c), $\alpha_{34,STAR} = 356 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.30c) oraz $\alpha_{45,STAR} = 100 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.30d) z wynikami współczynnika $\alpha_{45,1D} = 210 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ – (rysunek 8.30d).
- Dla obu sposobów obliczeń uzyskano zbliżone wartości współczynnika przejmowania ciepła. Dodatkowo wyższe wartości współczynnika α_{23} otrzymano z programu do obliczeń numerycznych (przedstawione na rysunku 8.30b), zestawiając je z wynikami podejścia 1D (rysunek 8.31b). Wartości maksymalnych różnic względnych zmniejszają się w obszarze krawędzi powierzchni ogniwa słonecznego (#1, #6) oraz na środku (#4), (rysunek 8.32).

Na rysunku 8.32 przedstawiono maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła z podejścia 1D oraz obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+.



Rysunek 8.32 Maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła α_{12} , α_{23} , α_{34} , α_{45} wyznaczonymi z zależności (6.2, 6.4, 6.11, 6.15) oraz obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+

Porównując maksymalne różnice względne wartości współczynników przejmowania ciepła otrzymanych za pomocą obliczeń w programie oraz podejścia 1D można stwierdzić, że nie przekraczają one 43,2%. Takie rozbieżności między współczynnikami przejmowania z programu numerycznego $\alpha_{23,STAR}$, a obliczeniami z podejścia 1D $\alpha_{23,1D}$ mogą wynikać z wprowadzonych uproszczeń w modelu siatki.

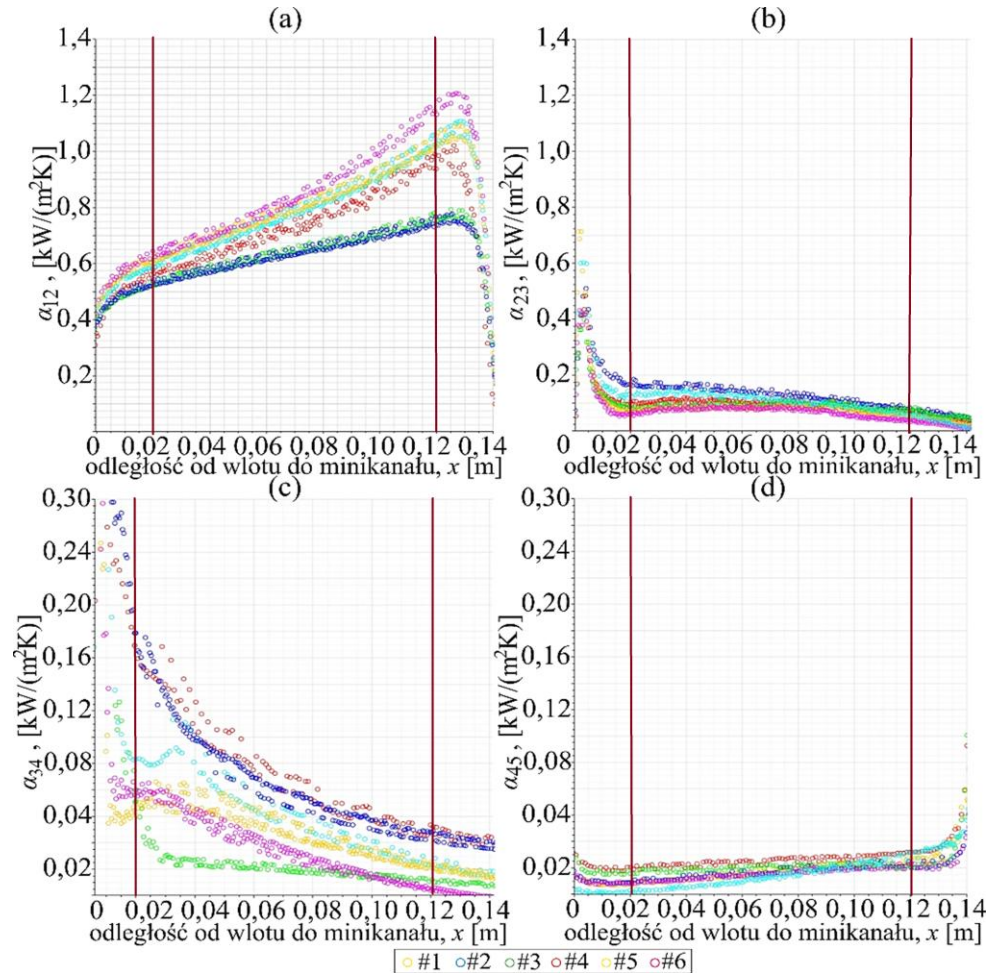
Można zauważyć (rysunek 8.32), że najniższa wartość maksymalnych różnic względnych wynosi 11,4% dla współczynnika α_{12} na granicy płyty grzejnej oraz czynnika roboczego FC-72 (#6).

Analizując (wyniki na rysunku 8.32) zauważono:

- Dla tych samych danych eksperymentalnych wartości α_{23} są niższe niż α_{12} .
- Podobnie jak w przypadku współczynnika α_{12} , wartości α_{23} , α_{34} , α_{45} maleją wraz ze wzrostem odległości od wlotu kanału i strumienia ciepła dostarczanego do nagrzewanej płyty.
- Współczynnik α_{34} jest wyższy za środkową płytą miedzianą w porównaniu do współczynnika α_{23} . Oznacza to, iż w tych obszarach ciepło jest efektywnie przekazywane do czynnika chłodzącego, jakim jest woda, zgodnie z przedstawionym przykładem na rysunkach 8.33b, c, B.13b, c (źródło: załącznik B (CD)), uzyskanym z wykorzystaniem dwóch metod obliczeniowych.

Strefy wlotowe odgrywają istotną rolę w analizie wymiany ciepła i przepływu płynów, ponieważ odpowiadają za rozwój profilu prędkości i gradientów temperatury. Jest to charakterystyczne dla tego typu programów numerycznych, która także wynika z nałożonej na obszary minikanalów oraz płyt elementów siatki obliczeniowej. W podejściu 1D stosowano uproszczony model wymiany ciepła między płytami a czynnikami roboczymi, podczas gdy w środowisku STAR-CCM+ zbudowano trójwymiarowy model modułu badawczego. W programie symulacyjnym, długość i charakter stref wlotowych są automatycznie definiowane na podstawie zadanych warunków brzegowych, jednak ich wpływ na wyniki może być trudny do wyizolowania. Z kolei w podejściach matematycznych, zastosowano uproszczenia, takie jak pominięcie strefy wlotowej do minikanalu i wylotowej, jak przedstawiono na rysunkach z eksperymentu (rysunek 8.31), (rysunki: B.13, B.15, B.16 (źródło: Załącznik B (CD))). W celu dokładnego porównania przyjęto w podejściu eksperymentalnym oraz numerycznym długość strefy wlotowej 14% i wylotowej 14% względem długości całkowitej kanału $L = 0,14$ m i oszacowano wartość stałą dla wlotu, która wynosiła 0,02 m i ten sam sposób dla strefy wylotowej z minikanalów. Na wykresach z programu numerycznego oznaczono granice wlotowe i wylotowe pionową czerwoną linią (rysunki 8.30, 8.33, B.14 (źródło: Załącznik B (CD)), B.15 (źródło: Załącznik B (CD))).

Na rysunku 8.33 przedstawiono współczynniki przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu uzyskane z symulacji numerycznej w programie STAR-CCM+ dla przepływu czynników roboczych przeciwpływających.



Rysunek 8.33 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanалу, symulacja numeryczna w STAR-CCM+ przeciwprądowo, a) $\alpha_{12,STAR}(x)$ na styku powierzchnia panelu słonecznego - czynnik roboczy chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{23,STAR}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – miedziana płyta, c) $\alpha_{34,STAR}(x)$ na styku miedziana płyta – woda, d) $\alpha_{45,STAR}(x)$ na styku woda – płyta zamykająca. Przepływ czynników roboczych przeciwprądowy minikanal gorący $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s i minikanal zimny $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s przy orientacji modułu 180° , $q_{w,PV} = 2000$ W/m²

Wartości współczynników przejmowania ciepła na rysunku 8.33 porównano z wynikami prezentowanymi na rysunku B.13 (źródło: załącznik B (CD)), dla przepływu czynników roboczych w kanale gorącym FC-72, $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s i zimnym $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s. Dla powierzchni panelu słonecznego przebieg procesu wrzenia przechłodzonego mógł nastąpić przy:

- Najniższych przepływach czynnika roboczego gorącego $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s i zimnego $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s.

- Najwyższej intensywności promieniowania elektromagnetycznego $q_{w,PV} = 2000$ W/m² na powierzchnię rysunek 8.30 a i 8.31 a gdzie przy tej samej intensywności promieniowania elektromagnetycznego na powierzchnię w stosunku do pozostałych analizowanych natężeń przepływów (rysunek 8.32, 8.33, B.13 (źródło: załącznik B (CD))).
- Wartości maksymalne współczynników przejmowania ciepła na styku pomiędzy czynnikiem roboczym FC-72 a płytą miedzianą wynoszą: $\alpha_{23} = 392$ W/(m²K), zgodnie z rysunkiem 8.33b.
Pozostałe spostrzeżenia:
- Wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu wartość współczynnika przejmowania ciepła maleje. Dla minimalnego ustawienia przepływów: $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s - $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s do maksymalnego natężenia przepływu dla dwóch obiegów czynników roboczych: $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s i $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s.

Współczynnik $\alpha_{12} = 1200$ W/(m²K) (odpowiadający obszarowi dotyczącemu wymiany ciepła na drodze konwekcji jednofazowej) osiągnął maksymalną wartość na styku ogniwo słoneczne a czynnikiem roboczym FC-72 dla wartości strumienia ciepła wynoszącym 2000 W/(m²K) (rysunek 8.33a, B.13 (źródło: załącznik (CD))). Natomiast najniższą wartość współczynnika α_{12} dla minikanалу dla linii - #3 w strefie wlotowej do minikanalu osiągnął wartość od 200 W/(m²K) do 302 W/(m²K) (rysunki: 8.30, 8.31, 8.33), B.13 (źródło: załącznik (CD)). Najniższe wartości współczynnika α_{45} wyniosły o 100 W/(m²K) do 300 W/(m²K) (w zależności od natężenia przepływu czynnika roboczego) dla pomiarów intensywności promieniowania elektromagnetycznego na powierzchnię $q_{w,PV} = 400$ W/m².

Analizując wyniki otrzymane w oparciu o program numeryczny CFD można zauważyć zwiększoną wrażliwość na zmiany danych wprowadzanych do programu. Przebieg zmienności współczynnika $\alpha_{12,STAR}$ na styku płyta grzejna – czynnik chłodniczy FC-72 charakteryzuje dużymi wahaniami wartości zwłaszcza przy wylocie z gorącego minikanalu (rysunek 8.30, 8.33). Przebieg zmienności współczynnika $\alpha_{23,STAR}$ na styku czynnik chłodniczy FC-72- płyta środkowa charakteryzuje dużymi zmianami wartości zwłaszcza przy wlocie do gorącego minikanalu (rysunek 8.30, 8.33). Natomiast przebieg zmienności współczynnika $\alpha_{34,STAR}$ na styku płyta środkowa - woda charakteryzuje się zmianą wartości na całej długości od wlotu do wylotu zimnego minikanalu (rysunek 8.30, 8.33). Przebieg zmian wartości współczynnika $\alpha_{45,STAR}$ na styku woda - płyta zamykająca – charakteryzuje się niskimi zmiennościami wartości. Powyższe analizy współczynników przejmowania ciepła oraz symulacje zjawisk cieplnych zachodzących w wymienniku i czynnikach roboczych opisano z wystarczającą dokładnością rozważanego problemu. Można posłużyć się modelowaniem numerycznym w programie STAR-CCM+ do weryfikacji kolejnych parametrów cieplno-przepływowych, określając które z tych cech mają większy wpływ na zmianę intensywności wymiany ciepła oraz efektywność wymiennika ciepła.

Analizując wyniki stwierdzono, że osiągnięta zbieżność wyników jest wystarczająca do porównania współczynników przejmowania ciepła.

Analizując pokazane na rysunku B.13a (źródło: załącznik B (CD)) wartości współczynnika α_{12} , które rosną wraz z odległością od wlotu do minikanalów, osiągając różnicę między wartościami eksperymentalnymi 1D oraz dla symulacji numerycznej (rysunek B.14a (źródło: Załącznik B (CD))) wynoszącą $100 \text{ W/(m}^2\text{K)}$. Niższe wartości osiągnięto dla symulacji numerycznej $\alpha_{12,STAR}$. Maksymalne względne różnice między dwoma podejściami nie przekraczają średnio $43,2\%$ (rysunek 8.32).

Wartości współczynnika α_{23} maleją wraz z odległością od wlotu do kanału, osiągając dla symulacji numerycznej na początku kanału maksymalną wartość $\alpha_{23,STAR} = 238,3 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ (rysunek B.15b (źródło: Załącznik B (CD))). Natomiast dla podejścia 1D wartość jest wyższa o $86,7 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ (rysunek B.14b (źródło: Załącznik B (CD))). Maksymalne względne różnice między dwoma podejściami nie przekraczają $43,2\%$ (rysunek 8.31). Podobnie dla α_{34} wartości współczynnika przejmowania ciepła rosną wraz z odległością od wlotu kanału, osiągając maksymalną wartość $\alpha_{34,STAR} = 244 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ na rysunku B.13c (źródło: załącznik B (CD)) dla symulacji numerycznej i $\alpha_{34,1D} = 180 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ na rysunku B.14c (źródło: Załącznik B (CD)) dla podejścia 1D. Maksymalne względne różnice między tymi dwoma podejściami nie przekraczają $42,4\%$ na rysunku 8.32 i zmniejszają się wraz ze wzrostem strumienia ciepła. Dla α_{45} wartości współczynnika przejmowania ciepła również rosną wraz z odległością od wlotu do kanału, osiągając maksymalną wartość $\alpha_{34,STAR} = 73,2 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ na rysunku B.14d (źródło: Załącznik B (CD)) i dla symulacji numerycznej osiągają podobne wartości.

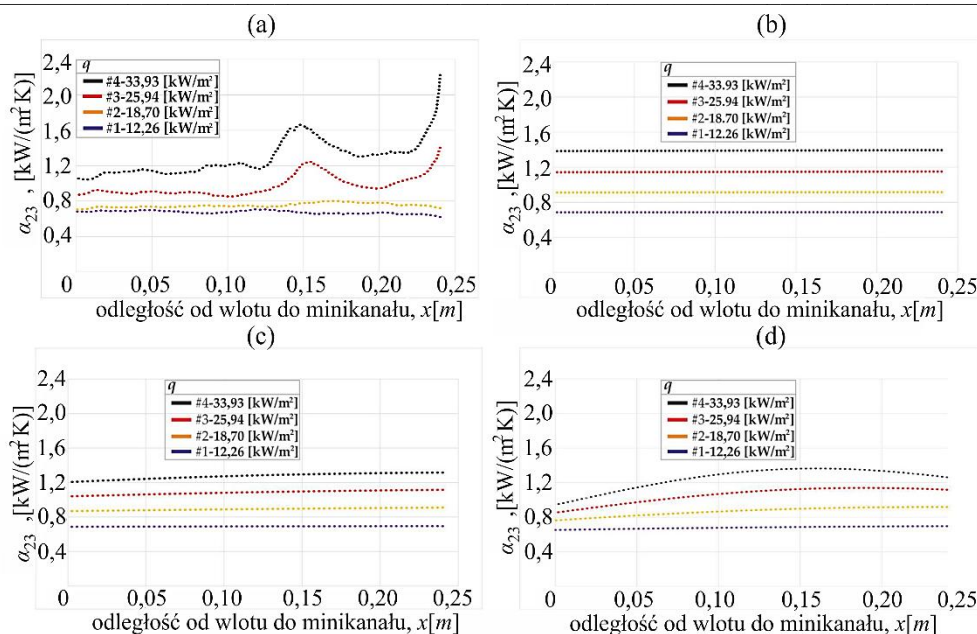
W przypadku przepływu w grupie równoległych minikanalów, współczynnik przejmowania ciepła na styku płyty nagrzewanej jest zwykle wyższy dla większego masowego przepływu czynników roboczych, które zwykle przyczynia się do wyższej wydajności chłodzenia minikanalów.

8.3.4. Porównanie wyników z podejść 1D i 2D z równaniami kryterialnymi znanymi z literatury

Moduł z płytą grzejącą z dwoma minikanalami przepływ współprądowy czynników roboczych

Współczynnik przejmowania ciepła $\alpha_{23,1D}$ na granicy między FC-72 a płytą miedzianą został wyznaczony z wykorzystaniem wybranych równań kryterialnych teoretycznych znanych z literatury, przedstawionych w tabeli 2.3 w podrozdziale 2.4.3. Na podstawie wyników eksperymentalnych, w których występował przepływ współprądowy, masowe natężenie przepływu dla czynnika roboczego gorącego FC-72 wynosiło: $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ oraz zimnego woda $Q_{m,W} = 0,003 \text{ kg/s}$, a na styku czynnik roboczy FC-72 – umieszczono płytę miedzianą.

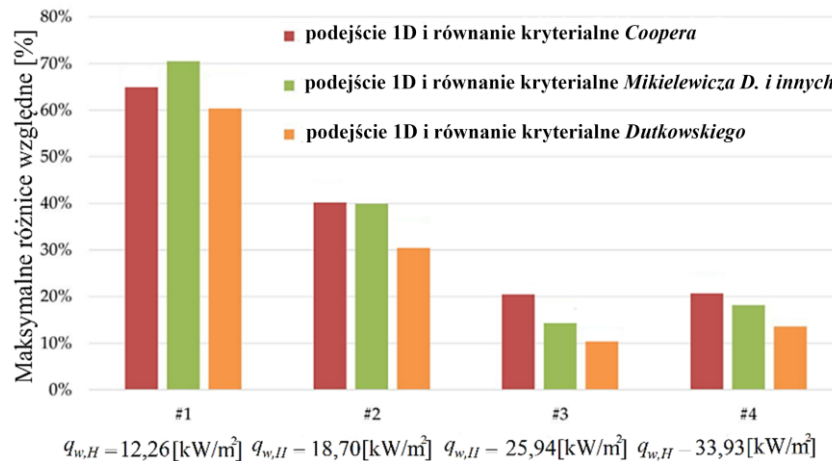
Na rysunku 8.34 przedstawiono współczynniki przejmowania ciepła α_{23} (podejście 1D) na powierzchni styku FC-72 - płyta miedziana w funkcji odległości od wlotu do minikanalu wraz z wyznaczonymi równaniami kryterialnymi teoretycznymi znanymi z literatury.



Rysunek 8.34 Współczynniki przejmowania ciepła α_{23} na powierzchni styku FC-72 - płyta miedziana w zależności od odległości od wejścia do minikanалу obliczone zgodnie z: a) podejściem 1D, równanie (6.4), b) równanie kryterialne *Coopera*, równanie (2.40), c) równanie kryterialne *Mikielewicza D. i inni*, równanie (2.53), d) równanie kryterialne *Dutkowskiego*, równanie (2.94)

Współczynniki α_{23} na powierzchni kontaktu FC-72 z płytą miedzianą zostały obliczone zgodnie z podejściem 2D - równaniem (6.17), równanie kryterialne *Coopera* – według równania (2.40), *Mikielewicza D. i inni* – równanie (2.53) i *Dutkowskiego* – równanie (2.94). Wyniki przedstawiono w zależności od odległości od wlotu minikanалу na rysunku 8.34a-d. Współczynniki przejmowania ciepła wyznaczone zgodnie z równaniem kryterialnym *Dutkowskiego* wykazują najlepsze dopasowanie do wyników eksperymentalnych (rysunek 8.34).

Maksymalne względne różnice między współczynnikiem przejmowania ciepła obliczonym z zależności (6.4) a współczynnikami przejmowania ciepła uzyskanymi z równań kryterialnych wymienionych w tabeli 2.3 podrozdział 2.4.3, wynoszą od 12,69% dla $q_{w,H} = 25,94 \text{ kW/m}^2$ do 70,5% dla $q_{w,H} = 12,26 \text{ kW/m}^2$, jak pokazano na rysunku 8.35.



Rysunek 8.35 Maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła α_{23} wyznaczonymi z zależności (6.4) i uzyskanymi z równań kryterialnych wymienionych w tabeli 2.3 dla modułu z płytą grzejącą

Podczas analizy wyników przedstawionych na tym rysunku, że wartości maksymalnych różnic względnych były niższe dla wyższych strumieni ciepła. Najwyższa wartość, sięgająca 70,1%, została osiągnięta dla $q_{w,H} = 12,26 \text{ kW/m}^2$, gdy testowano wykorzystane w obliczeniach równanie kryterialne *Mikielewicza D. i inni*. Zaobserwowano zależność malejącą maksymalnych różnic względnych wraz ze wzrostem strumienia ciepła dostarczanego do ogrzewanej powierzchni, chociaż najniższe wartości uzyskano dla $q_{w,H} = 25,94 \text{ kW/m}^2$. Ponadto zauważono, że najniższe wartości różnic względnych dla każdego strumienia ciepła uzyskiwano, gdy do porównawczych analiz użyto równania kryterialnego *Dutkowskiego* (najniższe różnice względne wynoszące 10-19% obserwowano dla strumienia ciepła $q_{w,H} = 25,94 \text{ kW/m}^2$).

Na podstawie wyników eksperymentalnych i ich analizy można przedstawić następujące wnioski:

- W gorącym minikanale przenoszenie ciepła odbywało się na drodze jednofazowej konwekcji, a w pobliżu wylotu z kanału dochodziło do wrzenia przechłodzonego. Współczynniki przejmowania ciepła wyznaczone dla obu powierzchni na styku, płyty grzejnej (Haynes-230) – czynnik roboczy FC-72 (α_{12}) i czynnik roboczy FC-72 (α_{23}) – płyty środkowej miedzianej wzrastały wraz ze wzrostem strumienia ciepła niezależnie od wybranej metody obliczeniowej.
- W minikanale zimnym różnice temperatur między płytami a wodą destylowaną były niewielkie, ponieważ w całym minikanale występuje konwekcja jednofazowa. Otrzymany współczynnik α_{12} na nagrzanej płycie – czynnik roboczy FC-72 osiągał wartości rzędu kilkuset do maksymalnie ponad dwóch tysięcy $\text{W/(m}^2\text{K)}$.
- Dla tych samych danych eksperymentalnych wartości α_{23} są niższe niż wartości α_{12} .

- Dla obu podejść matematycznych wyniki obliczeń są zbliżone, z wyższymi współczynnikami przejmowania ciepła z podejścia 2D w porównaniu z odpowiednimi współczynnikami z podejścia 1D.

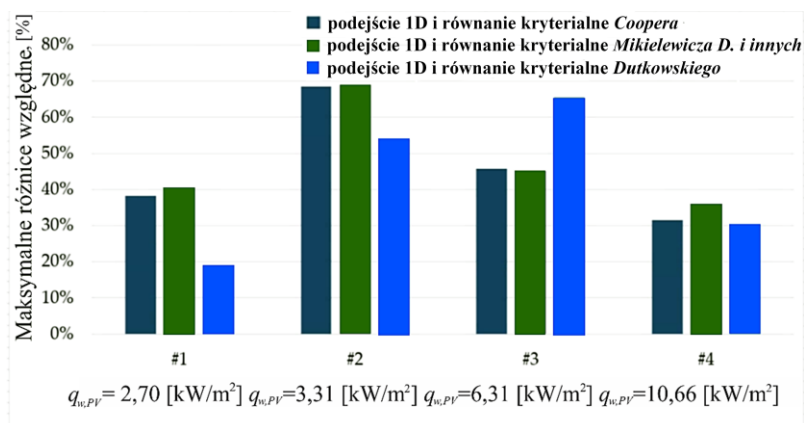
- Dla współczynników przejmowania ciepła na ogrzewanej płycie - powierzchnia styku FC-72 (α_{12}) maksymalne różnice względne pomiędzy wynikami uzyskanymi z dwóch podejść (1D i 2D) maleją wraz ze wzrostem strumienia ciepła i nie przekraczają 60% [178].

- Dla współczynnika przejmowania ciepła na styku FC-72 – powierzchnia styku płyty miedzianej (α_{23}) maksymalne różnice względne między wynikami (uzyskanymi z podejścia 2D a wybranymi równaniami kryterialnymi) maleją wraz ze wzrostem strumienia ciepła dostarczanego do nagrzanej płyty.

- Dobłą zgodność z wynikami eksperymentalnymi wykazały wyniki wyznaczone z zależności *Dutkowskiego*: najmniejsze różnice względne równe 10,69% (rysunek 8.35) uzyskano dla gęstości strumienia ciepła $q_{w,H} = 25,94 \text{ kW/m}^2$ [178].

Moduł z ogniwem solarnym z grupą minikanalów przepływ przeciwpłdowy czynników roboczych

Na podstawie wyników eksperymentalnych, w których występował przepływ przeciwpłdowy czynników roboczych w minikanalach o masowym natężeniu przepływu dla czynnika roboczego gorącego - FC-72, $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ oraz zimnego - wody przy $Q_{m,W} = 0,003 \text{ kg/s}$ na styku czynnik roboczy FC-72 - płyta srebrna na rysunku 8.36 przedstawiono maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła dla podejścia 1D a równaniami kryterialnymi.



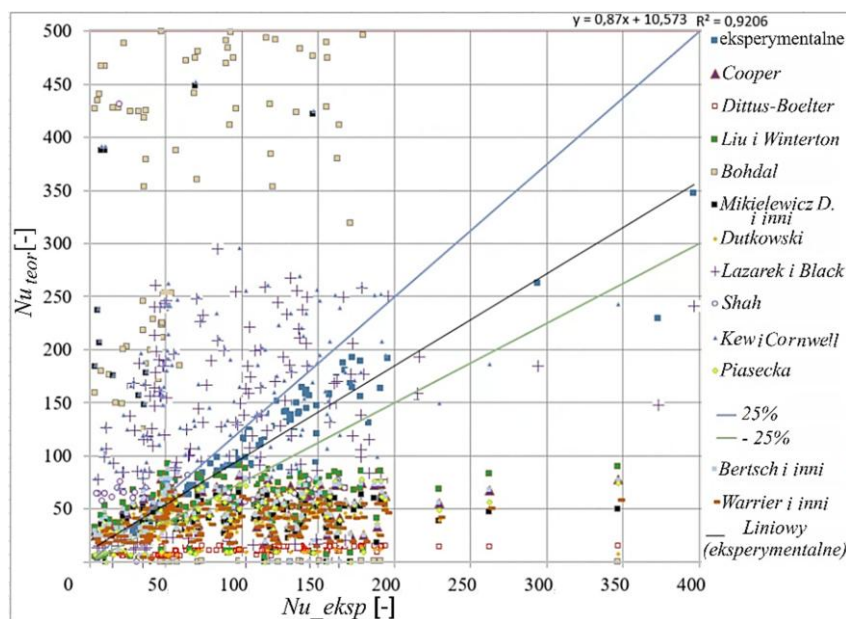
Rysunek 8.36 Maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła α_{23} wyznaczonymi i uzyskanymi z równań kryterialnych wymienionych w tabeli 2.3 (wyniki dla wymiennika z ogniwem solarnym z grupą minikanalów)

Maksymalne różnice względne między współczynnikiem przejmowania ciepła obliczonym z równania (6.4) oraz zależności (6.17) a współczynnikami przejmowania ciepła uzyskanymi z równań kryterialnych przedstawionych w tabeli 2.3, wynoszą od 19,88% dla $q_{w,PV} = 2,7 \text{ kW/m}^2$ do 69,92% dla $q_{w,PV} = 3,31 \text{ kW/m}^2$, jak

pokazano na rysunku 8.36. Podczas analizy wyników przedstawionych na tym rysunku zauważono, że wartości maksymalnych różnic względnych były niższe dla wyższych strumieni ciepła. Najwyższa wartość (69,92%), została osiągnięta dla $q_{w,PV} = 3,31 \text{ kW/m}^2$, gdy do obliczeń wykorzystano zależność *Mikielewicz D. i innych*. Zaobserwowano zależność malejącą maksymalnych różnic względnych wraz ze wzrostem strumienia ciepła dostarczanego do ogrzewanej powierzchni, gdzie najniższe wartości uzyskano dla $q_{w,PV} = 2,7 \text{ kW/m}^2$. Ponadto zauważono, że najmniejsze wartości maksymalnych różnic względnych dla każdego strumienia ciepła uzyskiwano, gdy do porównawczych analiz użyto zależności *Dutkowskiego*. Najniższe różnice względne wynoszące 19,88% obserwowano dla $q_{w,PV} = 2,7 \text{ kW/m}^2$, gdy w obliczeniach zastosowano równanie kryterialne *Dutkowskiego*.

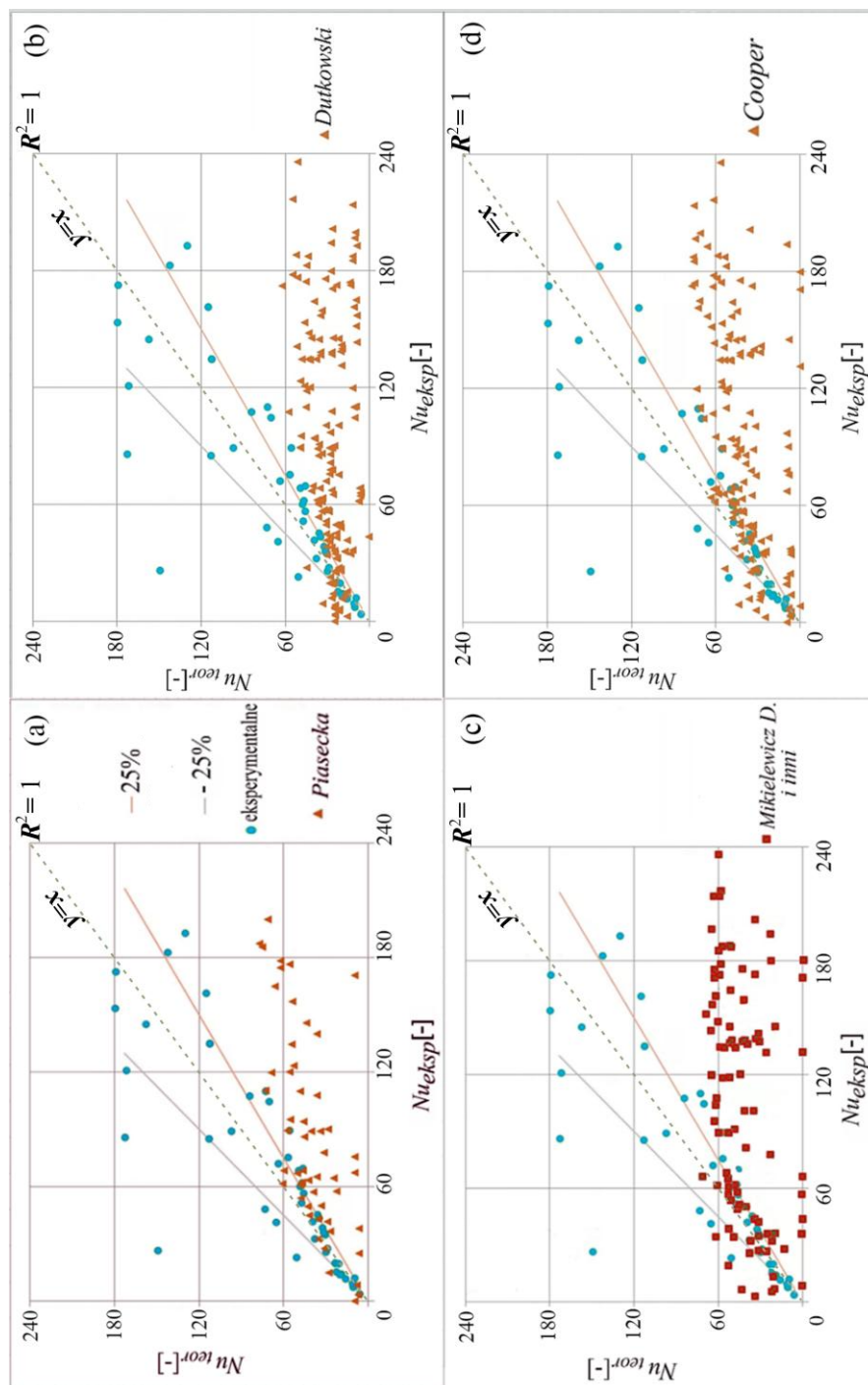
Porównanie otrzymanych danych z eksperymentu z równani kryterialnymi znanych autorów

Na rysunku 8.37 przedstawiono wykres zależności liczby Nusselta otrzymanej z dwunastu równań kryterialnych wybranych z literatury (tabela 2.3) w funkcji liczby Nusselta zgodnie z zależnością (6.4), dla wrzenia przechłodzonego dla przepływu czynnika roboczego: FC-72 przez minikanal z gładką powierzchnią grzejną.



Rysunek 8.37 Wykres zależności liczby Nusselta otrzymanej z dwunastu wybranych równań kryterialnych (tabela 2.3) w funkcji liczby Nusselta uzyskanej z badań zgodnie z zależnością (6.4), dla wrzenia przechłodzonego dla przepływu czynników roboczych: FC-72 przez minikanal z gładką powierzchnią grzejną, dla 180° orientacji przestrzennej modułu testowego

Zgodnie z wynikami badań, uzyskano dobrą zgodność danych dla równania kryterialnego autorstwa *Lazarek i Black* (równanie (2.41) dla wrzenia w przepływie, kanały o małej średnicy) z danymi otrzymanymi z obliczeń eksperymentalnych.



Rysunek 8.38 Porównanie otrzymanych danych z eksperymentu wzór (6.4) oraz równaniem kryterialnym: a) Piaseckiej (2.54), b) Dutkowskiego (2.94), c) Mikielewicza D. i inni (2.53), d) Coopera (2.40)

Na rysunku 8.38 a zaprezentowano wyniki liczby *Nusselta* uzyskane z eksperymentalnych obliczeń oraz z zależności *Piaseckiej* (2.54). Równanie kryterialne *Piaseckiej* dedykowane jest do kanałów o małej średnicy hydraulicznej, z różnym rozwinięciem powierzchni grzejnej i przy zmiennym ustawieniu przestrzennym modułu testowego. Zgodnie z wynikami badań, uzyskano dobrą zgodność danych dla równania kryterialnego *Piaseckiej* z danymi otrzymanymi z obliczeń eksperymentalnych. Wyniki te pokazują, że dla równania kryterialnego *Piaseckiej*, z tolerancją $\pm 25\%$, uzyskano zgodność z wynikami pomiarów eksperymentalnych dla 25% danych.

Stwierdzono słabszą zgodność danych uzyskanych dla równania kryterialnego *Dutkowskiego* na rysunku 8.38b z danymi otrzymanymi dla obliczeń eksperymentalnych. Dla równania kryterialnego *Dutkowskiego*, z tolerancją $\pm 25\%$, otrzymano zgodność z wynikami pomiarów eksperymentalnych dla 12% danych.

Stwierdzono dobrą zgodność danych uzyskanych dla równania kryterialnego *Mikielewicz D. i inni*, z danymi otrzymanymi dla obliczeń eksperymentalnych na rysunku 8.38c. Dla równania kryterialnego *Mikielewicz D. i inni*, z tolerancją $\pm 25\%$, otrzymano zgodność z wynikami pomiarów eksperymentalnych dla 19% danych.

Dla równania kryterialnego *Coopera* na rysunku 8.38d zgodnie z tolerancją $\pm 25\%$, otrzymano zgodność z wynikami pomiarów eksperymentalnych dla 42% danych, czyli znacznie większą zgodność niż prezentowane równania kryterialne innych autorów. Zaobserwowano mniejszą zgodność danych otrzymanych z eksperymentu z danymi uzyskanymi dla równania kryterialnego *Dutkowskiego* oraz *Mikielewicz D. i inni*, dedykowanej dla kanałów o małej średnicy. Badania wykazały, że wyniki z zastosowania zależności *Piaseckiej* (rysunek 8.38a) osiągają dobre rezultaty, wyróżniając się na tle innych równań kryterialnych autorów.

Najlepszą zgodność otrzymano z zastosowania równania kryterialnego *Coopera*, analizując wyniki przedstawione w niniejszym rozdziale oraz na rysunku 8.38d.

8.4. Wpływ wybranych czynników na intensyfikację wymiany ciepła

W rozdziale przeanalizowano wyniki badań dla dwóch powierzchni grzejnych gładkiej oraz zmodyfikowanej laserowo powierzchni, zastosowanej w badaniach wymiany ciepła przy wrzeniu przechłodzonym w przepływie czynnika roboczego FC-72. Wyniki porównawcze przedstawiono głównie dla obszaru inicjacji wrzenia przechłodzonego. Przeanalizowano wyniki badań dla dwóch rodzajów materiałów płyty środkowej (*Cu* oraz *Ag*). Grubości płyt środkowych (srebrna i miedziana) wynosiły 0,3 mm. Zagadnienie to rozpatrywano kolejno ze względu na: wartości lokalnych współczynników przejmowania ciepła, zadany strumień ciepła oraz masowe natężenie przepływu obu czynników roboczych przepływających przeciwnieprądowo. Przedstawione współczynniki przejmowania ciepła dotyczą kolejno przegród wymiennika:

α_{12} – współczynnik na styku płyta grzejna czynnik roboczy chłodniczy FC-72;

α_{23} – współczynnik na styku czynnik roboczy FC-72 – płyta środkowa (*Cu* lub *Ag*);

α_{34} – współczynnik na styku płyta środkowa – woda;

α_{45} – współczynnik na styku woda – płyta zamykająca Haynes-230 [S6].

W tabeli B.14 (źródło: załącznik B (CD)) podano wartości średnie, maksymalne, minimalne współczynników przejmowania ciepła dla sześciu różnych nastaw strumienia ciepła (#1-#6). Wartości podane w tabeli B.14 i B.15 (źródło: załącznik B (CD)) dotyczą obliczeń z eksperymentu wykonanego w warunkach laboratoryjnych.

Lokalny współczynnik przejmowania ciepła

Głównym przedmiotem analizy w niniejszej pracy są lokalne współczynniki przejmowania ciepła, których wartości przedstawiono w tabelach B.14, B.15 (źródło: Załącznik B). Wartości współczynnika przejmowania ciepła są wyższe dla przegród srebrnych niż miedzianych. Współczynniki $\alpha_{12,1D}$ mogą być zmienne w różnych obszarach płyt środkowych (Ag , Cu), zależnie od wrzenia przechłodzonego oraz charakterystyk masowego natężenia przepływu cieczy szczególnie w obszarze, środkowym badanego układu (rysunki 8.22 i 8.23).

Zaobserwowano, że:

- Współczynniki przejmowania ciepła w obu procesach mogą się wzajemnie zmieniać w zależności od warunków pracy układu, np. masowe natężenie przepływu obu płynów wpływa na niższe temperatury pomiędzy płytą środkową a przepływającą wodą (rysunek 8.2, 8.3, 8.5, 8.6).
- Stwierdzono, że podczas najwyższego masowego natężenia przepływu oraz gęstości strumienia ciepła, wartości współczynników przejmowania ciepła mogą znacznie wzrosnąć nawet do 14% na styku wszystkich przegród z czynnikami roboczymi badanego modułu (rysunki 8.22 i 8.23).
- Przy nagłym spadku temperatury na powierzchni grzejnej (rysunek 8.4e), gdy temperatura płynu FC-72 nadal spada na całej długości od wlotu do wylotu minikanalu (rysunek 8.4f), współczynnik przejmowania ciepła wykazuje charakter rosnący (rysunek 8.23i). Natomiast przy nagłym wzroście temperatury (rysunek 8.6e) powierzchni grzejnej, gdy temperatura płynu FC-72 nadal rośnie na całej długości od wlotu do wylotu minikanalu (rysunek 8.6f), współczynnik wykazuje charakter malejący (rysunek 8.21i).
- Podczas wrzenia przechłodzonego zauważono wzrost wartości współczynnika $\alpha_{12,1D}$ na styku płyta grzejna - płyn FC-72, natomiast na styku płyn FC-72 - płyta środkowa wartości współczynnika $\alpha_{23,1D}$ maleją wraz z odległością od wlotu do minikanalu. Na styku płyta środkowa – woda, towarzyszy spadek wartości współczynnika podczas konwekcji jednofazowej oraz wzrost wartości współczynnika $\alpha_{34,1D}$ do odległości 0,12 m od wlotu do minikanalu dla najwyższych wartości masowego natężenia przepływu czynników roboczych (rysunek 8.21i, j, k, l).
- Podczas wrzenia przechłodzonego w minikanale z czynnikiem roboczym FC-72 na styku czynnik roboczy FC-72 płyta środkowa zaobserwowano, że współczynnik $\alpha_{23,1D}$ może wzrosnąć w obszarze bliskim wlotowi do kanału, a następnie stopniowo zmniejsza się w miarę wzrostu odległości od wlotu do wylotu kanału w przepływie czynników roboczych przepływających w przeciwnym kierunku (rysunek 8.21 b, f, j).

- Najwyższe maksymalne różnice względne dotyczące wszystkich współczynników przejmowania ciepła występują na rysunku 8.24b. Dla masowego natężenia przepływu obu czynników roboczych wynoszące: $\dot{Q}_m = 0,006 \text{ kg/s}$ (rysunek 8.24b) współczynniki przejmowania ciepła w wariancie z płytą środkową srebrną osiągają wyższe wartości.
- W przypadku ostatniej przegrody zamykającej Haynes-230, zaobserwowano minimalne zmiany w rozkładzie temperatury. Podczas konwekcji jednofazowej współczynniki $\alpha_{45,1D}$ (na styku woda - płyta Haynes-230) przyjmują wartości niskie, maksymalnie od $0,2 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$ do $0,9 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$. Wyższe wartości uzyskano na rysunku 8.23h dla wariantu z płytą środkową srebrną.

W przypadku porównania płyt srebrnej i miedzianej, można zauważyć, że srebro charakteryzuje się znacznie wyższą przewodnością cieplną niż miedź, w której przewodność λ_g wynosi 420 W/(mK) . Ponadto, materiał srebrny jest bardziej odporny na korozję niż miedź, co oznacza, że może być stosowany w bardziej wymagających warunkach. Innymi czynnikami, które mogą wpłynąć na wartości lokalnych współczynników przejmowania ciepła, są m.in. prędkość przepływu obu płynów oraz gęstość strumienia ciepła dostarczana do płyty grzejnej. Zauważono, że im większa masowy przepływ czynników i wyższy strumień ciepła oddawany do płyty grzejnej, tym większa wartość współczynników przejmowania na styku wszystkich przegród.

Modyfikacja powierzchni płyty grzejnej

Badania eksperymentalne wymiany ciepła przeprowadzono na gładkiej płaskiej powierzchni (rysunki 8.20, 8.21) oraz powierzchni rozwiniętej (rysunki 8.22, 8.23) płyty grzejnej (rozmieszczenie mini wgłębień wzór geometryczny, przypominający plastry miodu, który składa się z równych sześciokątnych kształtów ułożonych obok siebie rozmiaru $0,5 \text{ mm}$) – powierzchnia teksturowana laserowo (rysunek 5.3c, rozdział 5.2.2). Przeanalizowano wpływ gładkiej powierzchni oraz powierzchni rozwiniętej teksturowanej laserowo na proces wymiany ciepła. Podczas analizy skoncentrowano się na masowym natężeniu przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 oraz płynu zimnego wody.

Stwierdzono, że:

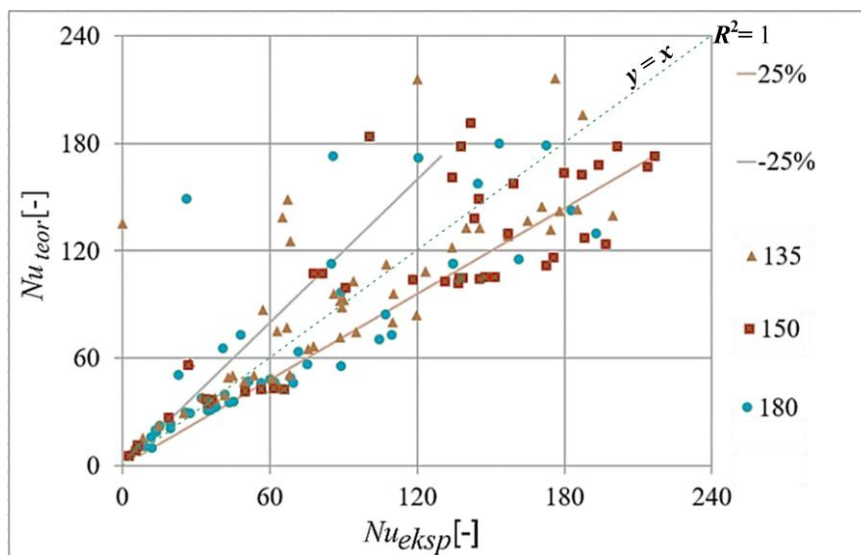
- Najlepsze wyniki uzyskano dla powierzchni z mini wgłębieniami (orientacja modułu 180°), gdy dodatkowo w celu zwiększenia wymiany ciepła użyto w wariancie płytę środkową srebrną λ_g .
- Współczynnik $\alpha_{12,1D}$ osiągnął wartość $2,45 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$ przy gęstości strumienia ciepła równej $q_{w,H} = 35,7 \text{ kW/m}^2$. Uzyskano wzrost współczynnika $\alpha_{12,1D}$ od 11% do 26% w stosunku do płyty grzejnej teksturowanej laserowo, (rysunki: 8.21i, 8.23i).

8.4.1. Wpływ położenia wymiennika ciepła

W pracy przeprowadzono badania wymiany ciepła przy wrzeniu przechłodzonym w przepływie dwóch czynników roboczych w minikanalach o przekroju

prostokątnym, oddzielonych płytą środkową miedzianą oraz w drugim wariancie z płytą srebrną środkową, głównie dla poziomego położenia kanału (180°). Badania eksperymentalne wykonywano również dla innych położań modułu testowego w zakresie ustawienia typowego panelu słonecznego dla warunków panujących w Polsce, przy trzech kątach nachylenia modułu względem poziomu tj. 135° , 150° , 180° (rysunek 5.5 w rozdziale 5).

Badania dla zmiennej orientacji przestrzennej kanału wykonywano stosując rozwiniętą powierzchnię grzejną teksturowaną laserowo (rysunek 5.3c). Na rysunku 8.39 przedstawiono wyniki badań dla wymiany ciepła przy przepływie laminarnym czynnika roboczego FC-72 przez kanał o wymiarach: 1,5 mm (głębokości), 20 mm (szerokości) i 240 mm (długości) oraz trzech najczęściej badanych orientacji przestrzennych modułu z dwoma minikanalami: 135° , 150° , 180° . Elementem grzejnym była płyta ze stopu Haynes-230 [S6].

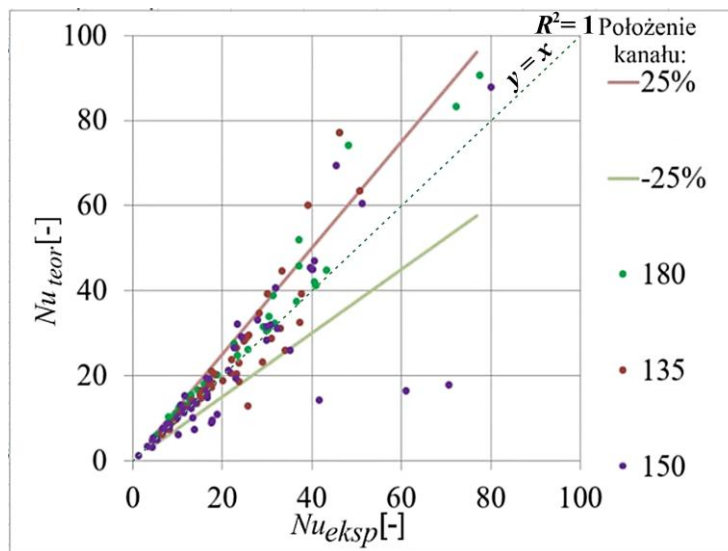


Rysunek 8.39 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia przechłodzonego w przepływie czynnika roboczego FC-72 przez minikanal z powierzchnią teksturowaną laserowo dla wybranych orientacji przestrzennych 135° , 150° , 180°

Analizując otrzymane zależności stwierdzono, że zastosowanie różnego położenia modułu testowego w podanym zakresie $135^\circ \div 180^\circ$ z płytą grzejną na rysunku 8.39, nie wpływa zasadniczo na wartości liczby *Nusselta*. Wartości liczby *Nusselta* otrzymane w eksperymencie z tolerancją $\pm 25\%$ posiadają dobre dopasowanie z pomiarów dla 85% danych.

Badania zmiennej orientacji przestrzennej kanałów (rysunek 5.5 rozdział 5) wykonywano również stosując moduł z grupą minikanalów z nagrzewanym ogniwem słonecznym (gładka powierzchnia). Na rysunku 8.40 przedstawiono zależność liczby *Nusselta*, otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia

przechłodzonego w przepływie. Wyniki dotyczą badań z czynnikiem roboczym FC-72 przepływającym przez grupę minikanalów gorących, który stykał się z powierzchnią ogniwa PV, natomiast za płytą środkową miedzianą w drugiej grupie minikanalów przepływała woda. W badaniach występował przepływ laminarny czynnika roboczego FC-72 w kanale środkowym #3. Badania przeprowadzono dla trzech orientacji przestrzennych modułu: 135°, 150°, 180° i wybrano 161 punktów pomiarowych.



Rysunek 8.40 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia przechłodzonego w przepływie czynnika roboczego FC-72 przez minikanal z powierzchnią ogniwa PV dla różnych położeń modułu solarnego

Analizując otrzymane wartości stwierdzono, że zastosowanie różnego położenia modułu testowego w badanym zakresie, (135 ÷ 180°) nie wpływa zasadniczo na wartości liczby *Nusselta*. Wartości liczby *Nusselta* otrzymane w eksperymencie z tolerancją ±25%, posiadają dobre dopasowanie z pomiarów dla 89% danych.

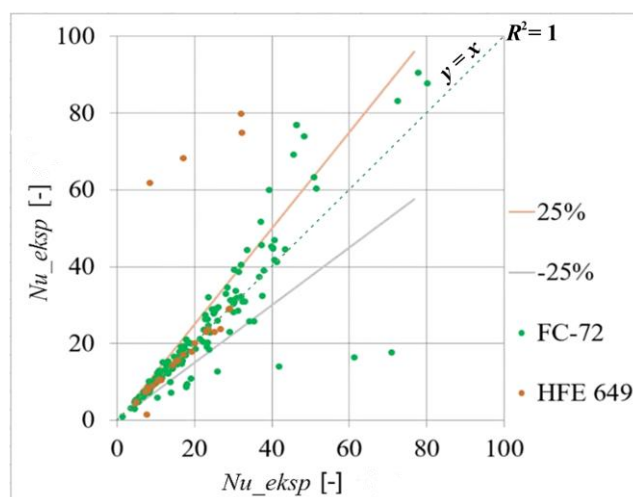
8.4.2. Wpływ właściwości fizycznych czynników roboczych stosowanych w badaniach

W badaniach wymiany ciepła podczas przepływu stosowano dwa czynniki chłodnicze: Fluorinert FC-72 i HFE-649 firmy 3M oraz wodę destylowaną. Zastosowane czynniki posiadały różne właściwości fizyczne. Podstawowe parametry dotyczące wybranych czynników roboczych zestawiono w tabeli 8.2.

Tabela 8.2 Własności czynników chłodniczych wybranych do badań [203]

	Jednostka	FC-72	HFE-649	Woda destylo- wana
Punkt wrzenia	°C	56	49	99,974
Waga molekularna	g/mol	338	316	18
Temperatura krytyczna	°C	449	169	373,99
Ciśnienie krytyczne	MPa	1,83	1,88	22,06
Ciśnienie pary	kPa	30,9	40	2,34
Ciepło parowania	kJ/kg	88	88	83,95
Gęstość cieczy	kg/m ³	1680	1600	998,2
Współczynnik rozszerzalno- ści cieczy	1/K	0,00156	0,0018	0,0021
Współczynnik lepkości kine- matycznej	mm ² /s	0,38	0,40	1,004
Lepkość dynamiczna	Pa·s	0,00064	0,00064	0,0010020
Ciepło właściwe cieczy	J/(kgK)	1100	1103	4187
Pojemność cieplna objęto- ściowa	[J/m ³ ·K]	1848000	1680000	4170000
Współczynnik przewodzenia ciepła cieczy	W/(mK)	0,057	0,059	0,59
Napięcie powierzchniowe cieczy	N/m	0,0120	0,0108	0,072

Aby przeanalizować wpływ czynników roboczych na *Nusselta* zestawiono dane z serii eksperymentalnych na rysunku 8.41 dla tych samych gęstości strumienia ciepła, zbliżonych parametrów cieplno-przepływowych oraz dla dwóch czynników chłodniczych: FC-72 (seria 104), HFE-649 (seria 138).



Rysunek 8.41 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia przechłodzonego podczas przepływu czynników roboczych chłodniczych w minikanale gorącym: FC-72, HFE-649, z rozwiniętą powierzchnią grzejną teksturowaniem laserowym rysunek 5.3c

Analizując otrzymane wartości na rysunku 8.41 stwierdzono, że zastosowanie wybranych czynników chłodniczych, nie wpływa zasadniczo na wartości liczby *Nusselta*. Wartości liczby *Nusselta* otrzymane w eksperymencie z tolerancją $\pm 25\%$, posiadają dobre dopasowanie z pomiarów dla 81% danych. Należy podsumować, iż płyny FC-72, HFE 649 posiadają zbliżone własności fizyczne, biorąc pod uwagę ich lepkość, gęstość, ciepło właściwe, przewodność cieplną oraz temperaturę wrzenia.

Płyn FC-72 posiada najwyższą gęstość spośród wymienionych, wynoszącą 1680 kg/m^3 . Jest to *Fluorinert* stosowany w przemyśle elektronicznym do chłodzenia podzespołów elektronicznych. Jego wysoka gęstość może wpływać na większy opór przepływu w minikanalach oraz na grubość warstwy przyściennej, co może prowadzić do zmniejszenia efektywności wymiany ciepła o 4,7% niż płyn HFE 649. Gęstość płynu HFE 649 wykazuje nieco niższą wartość (1600 kg/m^3). Woda destylowana posiada znacznie niższą gęstość niż wspomniane płyny chłodnicze, wynoszącą $998,2 \text{ kg/m}^3$. Woda destylowana może wykazywać niski opór przepływu, co jest korzystne dla intensywnej wymiany ciepła podczas, przepływu i efektywności wymiany ciepła w minikanalach [241]. Natomiast współczynniki przewodzenia ciepła trzech przedstawionych czynników roboczych w tabeli 8.4 są bardzo zbliżone. FC-72 i HFE 649, charakteryzują się niższymi punktami wrzenia w porównaniu do wody. Są często stosowane w układach chłodzenia elektroniki, w systemach zanurzeniowego odprowadzania ciepła, gdzie wymagane są niskie temperatury pracy. Ich stosunkowo niskie punkty wrzenia sprawiają, że są one efektywnymi chłodziwami. Woda destylowana mając wyższy punkt wrzenia, znajduje zastosowanie w wymagających warunkach pracy w wyższych temperaturach. Umieszczenie wody destylowanej za przegrodą miedzianą lub srebrną środkową w osobnych minikanalach dochładzających może umożliwić efektywne chłodzenie układu nawet w warunkach o podwyższonej temperaturze, co jest kluczowe dla utrzymania stabilności pracy systemu. Na podstawie danych stwierdzono, że woda destylowana znacząco przewyższa czynniki FC-72 oraz Novec 649 zarówno pod względem pojemności cieplnej właściwej, jak i objętościowej (tabela 8.2). Czynniki te wymagają objętościowego przepływu większego od 2,3 do 2,5 – krotnie, dla masowego przepływu to 3,8 – krotnie większego względem wody destylowanej, aby zapewnić równoważny transport ciepła przy tej samej różnicy temperatur przez kanał.

Podsumowując, ciepło właściwe, współczynnik przewodzenia ciepła i napięcie powierzchniowe, pojemność cieplna objętościowa przedstawionych płynów są podstawowymi parametrami wpływającymi na intensyfikację wymiany ciepła w minikanalach. Każda z tych cieczy ma inne właściwości dielektryczne, odpowiednie w przypadku chłodzenia ogniwa słonecznego. Zarówno FC-72, jak i HFE 649 mogą być stosowane do izolowania prądu elektrycznego nie oddziałując na strukturę ogniwa słonecznego, ponieważ charakteryzują się wysoką rezystywnością elektryczną (FC-72: $1,0 \cdot 10^{15} \Omega \cdot \text{cm}$, HFE-649: $1,0 \cdot 10^{13} \Omega \cdot \text{cm}$) oraz chemiczną obojętnością, dzięki czemu nie wchodzi w reakcję z materiałami półprzewodnikowymi (z krzemem) ani metalicznymi warstwami ogniwa (elektrodami) bez ryzyka uszkodzenia, degradacji, delaminacji warstw ogniwa. Podczas gdy woda destylowana

może być stosowana w minikanalach za płytą środkową ze względu na jej właściwości chłodzące i dostępność. Natomiast płyny FC-72 i HFE-649 w kontakcie z płytą grzaną oporowo na całej długości, są odpowiednie do zastosowań izolacyjnych pomiędzy płytami oddzielającymi w badanym module z dwoma minikanalami.

8.4.3. Wpływ masowego natężenia przepływu

Masowe natężenia przepływu badanego systemu dwóch obiegów składają się głównie z modułu z płytą grzejącą z dwoma minikanalami o tych samych wymiarach jak w podrozdziale 5.2.1. Do analizy masowego natężenia przepływu czynników roboczych przyjęto wyniki współczynników przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu. Podczas badań rejestrowano wartości masowego natężenia przepływu czynnika roboczego gorącego: $Q_{m,FC} = 0,003, 0,006, 0,008$ kg/s oraz czynnika roboczego zimnego wody $Q_{m,W} = 0,003, 0,006, 0,008$ kg/s.

Analizując wyniki badań otrzymanych dla pięciu różnych masowych natężeń przepływu czynników roboczych dla obu minikanalów (gorący, zimny) przedstawiono następujące wnioski:

- Dla najniższego masowego natężenia przepływu ($Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s) czynnika roboczego w kanale gorącym z płynem FC-72 uzyskano najwyższe wartości współczynnika $\alpha_{12,1D}$ w obszarze wrzenia przechłodzonego (rysunki: 8.20a, b, e, f, 8.22a, b, e, f).
- Wyższe masowe natężenie przepływu ($Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s) czynnika roboczego w minikanale gorącym z płynem FC-72, osiągnięto najwyższe wartości współczynników $\alpha_{12,1D}$ (rysunek 8.21a, e, i, 8.23a, e, i), $\alpha_{23,1D}$ (rysunek 8.21b, f, j, 8.23b, f, j) w obszarze wrzenia przechłodzonego.
- Najniższe wartości współczynnika $\alpha_{12,1D}$ uzyskano dla powierzchni gładkiej w obszarze wrzenia przechłodzonego (rysunek 8.20e, 8.21a).
- Dla najniższego masowego natężenia przepływu czynnika roboczego w kanale zimnym ($Q_{m,W} = 0,003$ kg/s) z wodą uzyskano wyższe wartości współczynnika $\alpha_{45,1D}$ na styku woda – płyta zamykająca Haynes-230 (rysunki: 8.20d, 8.21h, 8.22d, 8.23h). Lokalne wartości współczynników $\alpha_{45,1D}$ zależą od masowego natężenia przepływu czynnika roboczego w kanale gorącym z płynem FC-72.
- Zauważono, że masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego (FC-72) oraz czynnika roboczego zimnego (woda) ma istotny wpływ na temperaturę na powierzchni płyty grzejnej. Na przykład, wyższe wartości temperatury na powierzchni płyty grzejnej występują w przypadku, gdy masowe natężenie przepływu w minikanale z wodą wynosi: $Q_{m,w} = 0,003$ kg/s (rysunek 8.2 a, 8,5 a).
- Zaobserwowano obszar chłodzenia płyty grzejnej w odległości od 0,16 m do wylotu kanału, podczas przeciwnieprądowego przepływu czynników roboczych, przy najwyższym natężeniu przepływu gorącego płynu FC-72 wynoszącym $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s i najwyższym natężeniem przepływu cieczy zimnej wody $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s (rysunek 8.3 e).
- Przy wysokim masowym natężeniu przepływu czynnika roboczego FC-72: $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s oraz wody: $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s przekazywanie ciepła na drodze

jednofazowej wymuszonej konwekcji zachodzi od wlotu kanału aż do $\frac{1}{2}$ odległości wzdłuż przepływu czynnika roboczego FC-72, następnie obszar jednofazowy przechodzi w obszar wrzenia przechłodzonego w pobliżu $\frac{3}{4}$ odległości od wlotu do minikanalu (rysunek 8.3 a, b oraz 8.5 e, f).

- Zaobserwowano zmiany wartości temperatur (od 18% do 51% w zależności od masowego natężenia przepływu czynników roboczych) pomiędzy dwoma czynnikami roboczymi oddzielonymi płytą środkową srebrną (Ag) w obszarze od wlotu do wylotu z kanału (rysunek 8.3 i 8.4).
- Wraz ze wzrostem masowego natężenia przepływu w obu minikanalach dla przepływu przeciwpłdowego wzrasta uskok temperatury powierzchni grzejnej, towarzyszący wrzeniu przechłodzonemu w minikanale z płynem FC-72. Spostrzeżenie ilustrują dane przedstawione na rysunkach 8.3 i 8.4 oraz rysunkach 8.5, 8.6.
- Zaobserwowano wpływ masowego natężenia przepływu na lokalne współczynniki przejmowania ciepła w obszarze rozwoju wrzenia przechłodzonego dla dwóch wariantów, z płytą środkową (Ag, Cu) (rysunek 8.20, 8.21, 8.22, 8.23).

8.5. Analiza efektywności cieplnej wymiennika PV z grupą minikanalów

Do analizy efektywności cieplnej dwóch wymienników przyjęto kryterium oparte na stosunku pojemności cieplnych $\dot{C}_r$ zdefiniowanej zależnością (2.115) podrozdział 2.5, efektywność cieplną $\bar{\epsilon}$ w zależności od liczby wymiany ciepła NTU. Sporządzono trzy tabele, zestawiając wyniki z przyjętymi danymi z literatury dotyczące płytowych wymienników ciepła, osobno dla przepływu przeciwpłdowego tabela B.19 (źródło: Załącznik B (CD)) oraz współpłdowego tabela B.20 (źródło: Załącznik B (CD)) oraz tabela B.21 (źródło: Załącznik B (CD)).

W kolejnych tabelach zestawiono:

- efektywność cieplną wymiennika $\bar{\epsilon}$ w zależności od liczby wymiany ciepła NTU oraz strumienia pojemności cieplnej $\dot{C}_r$ (tabele: 8.3, 8.5, B.16, B.17, 8.9, 8.10). Pod każdą z tabel zamieszczono analizę uzyskanych wyników efektywności cieplnej modułu w funkcji natężenia przepływu masowego czynników roboczych (tabele: 8.4, 8.6, 8.7, 8.8),
- parametry efektywności cieplnej wymiennika dla przeciwpłdowego (tabela 8.3, B.16, B.17, 8.9) oraz współpłdowego (tabela 8.5, 8.10) przepływu czynników roboczych przez wymiennik ciepła,
- parametry efektywności cieplnej wymiennika z płytą środkową miedzianą (tabele 8.3, 8.5, B.17, 8.9, 8.10) oraz srebrną (tabel B.16) oddzielającą minikanaly,
- wyniki dla wymiennika ciepła z grupą minikanalów przepływający czynnik roboczy HFE-649 w gorących minikanalach oraz w zimnej grupie minikanalów woda (tabele: 8.9, 8.10 oraz B.17) oraz dla wymiennika z dwoma minikanalami (FC-72 i woda), (tabele: 8.3, 8.5 oraz B.16).

W tabeli 8.3 przedstawiono wartości efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami według zależności (2.117) dla przeciwnieprądowego przepływu czynników roboczych.

Tabela 8.3 Parametry efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami dla przeciwnieprądowego przepływu czynników roboczych w gorącym minikanale przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w drugim zimnym kanale woda, płyta środkowa miedziana

Parametr	Jednostka	Wartość				
$Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]						
APV	[m ²]	0,00576				
NTU - Liczba jednostek wymiany ciepła	[-]	1,25	0,96	0,52	0,76	0,93
$\dot{C}r = C_{min}/C_{max}$ – strumień pojemności cieplnej	[-]	0,3	0,3	0,2	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$ – efektywność cieplna eksperymentalna	[%]	51,6	40,3	27,3	31,2	41,0
$\bar{\epsilon}_{teor}$ - efektywność cieplna teoretyczna	[%]	66,6	57,7	39,2	50	56,7
A_{wym}	[m ²]	0,004	0,008	0,008	0,007	0,007
$Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]						
NTU	[-]	2,15	3,01	1,65	1,72	2,05
$\dot{C}r$	[-]	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	87,1	94,2	79,5	80,8	85,9
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	85,7	93,8	77,7	78,9	84,1
A_{wym}	[m ²]	0,010	0,010	0,008	0,008	0,008
$Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]						
NTU	[-]	0,82	0,83	0,93	0,86	1,10
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	53,0	53,7	57,7	55,0	64,0
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	52	53	56	54	62
A_{wym}	[m ²]	0,009	0,008	0,007	0,007	0,007
$Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]						
NTU	[-]	2,56	1,44	1,55	1,30	1,38
$\dot{C}r$	[-]	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	82,2	66,4	68,8	62,7	65,7
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	81,5	65,9	68,3	61,9	63,8
A_{wym}	[m ²]	0,0072	0,0053	0,0051	0,0071	0,0065
$Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]						
NTU	[-]	0,53	2,07	2,80	3,19	2,34
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	39,4	82,9	90,6	93,1	86,7
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	38,1	81,6	89,9	92,5	86,0
A_{wym}	[m ²]	0,0083	0,0090	0,0095	0,0090	0,0085

Przeanalizowano i przedstawiono najbardziej znaczące zmiany w efektywności cieplnej wymiennika dla różnego natężenia przepływu czynników w tabeli 8.4:

Tabela 8.4 Analiza wyników z tabeli 8.3, efektywności cieplnej dotyczącej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych

$Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]	
Efektywności cieplne teoretyczne $\bar{\epsilon}_{teor}$ i eksperymentalne wymiennika ciepła $\bar{\epsilon}_{eksp}$ są zgodne. Wraz ze wzrostem wartości liczby jednostek wymiany ciepła NTU , efektywność cieplna modułu rośnie. Wzrost liczby jednostek transferu ciepła pozwala na bardziej efektywną wymianę ciepła. Niska wartość strumienia pojemności cieplnej $\dot{C}r = 0,1$ oznacza, że strumień pojemności ciepłej płynu FC-72 jest znacznie niższy od strumienia pojemności cieplnej drugiego czynnika roboczego wody. W takich warunkach wymiennik osiąga wysoką efektywność cieplną nawet dla wartości $NTU = 1,65$.	
$Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]	
Dane eksperymentalne są bardzo zbliżone do obliczeń teoretycznych. Średnia różnica wynosi 3,12%, co sugeruje dobrą zgodność modelu teoretycznego z eksperymentalnym. Przy $\dot{C}r = 0,2$, efektywność cieplna modułu jest wyższa niż przy wartości $\dot{C}r = 0,3$ jest to wynikiem bardziej efektywnej wymiany ciepła przy niższym strumieniu pojemności cieplnej dla czynnika roboczego gorącego FC-72. Wartości jednostek transferu ciepła NTU osiągają wartości około 1. Oznacza to dobrą efektywność cieplną wymiennika, a różnica temperatur między czynnikami roboczymi jest niska.	
$Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]	
Obliczone wartości $\bar{\epsilon}_{teor}$ są zbliżone do wyników eksperymentalnych $\bar{\epsilon}_{eksp}$. Różnice mieszczą się w zakresie od 0,73% do 2,89%, co świadczy o wysokiej dokładności. Przy stałym $\dot{C}r = 0,6$ dla pięciu pomiarów, zmiany efektywności cieplnej wynikają głównie ze wzrostu NTU z tego powodu efektywność cieplna rośnie od 61,9% przy $NTU = 1,3$ do $\bar{\epsilon}_{eksp} = 81,5\%$ przy $NTU = 2,56$.	
$Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]	
Podczas rosnących wartości NTU znacząco poprawia się efektywność cieplna modułu z wartości $\bar{\epsilon}_{eksp} = 39,4\%$ do 92,5%. Stała niska wartość podczas zwiększania gęstości strumienia ciepła dostarczanej do płyty to $\dot{C}r$ wynosi od 0,2 do 0,3 wskazuje, że wymiennik działa w zakresie wyższego masowego przepływu czynników roboczych, co skutkuje wysokimi efektywnościami cieplnymi przy wyższych wartościach NTU .	

Do obliczenia efektywności cieplnej eksperymentalnej zgodnie z danymi podanymi w tabeli 8.5 zastosowano zależność (2.116) dla współprądowego przepływu czynników roboczych (podrozdział 2.5).

Tabela 8.5 Parametry efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami dla współprądowego przepływu czynników roboczych w gorącym minikanale przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w drugim kanale woda, płyta środkowa miedziana

$Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]						
	Jednostka	Wartość				
A_w	[m ²]	0,00576				
NTU	[-]	0,47	0,69	2,39	1,5	1,6
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	57,7	67,7	96,4	88,6	90,7
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	35,1	45,6	73,4	66,0	67,3
A_{wym}	[m ²]	0,0113	0,0121	0,0069	0,0121	0,0165
$Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]						
NTU	[-]	0,82	1,26	1,57	2,31	2,83
$\dot{C}r$	[-]	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	62,4	76,3	83,3	92,4	95,7
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	54,1	68,2	74,7	83,7	86,9
A_{wym}	[m ²]	0,01196	0,0094	0,0073	0,0058	0,0048

Tabela 8.5 Parametry efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami dla współprądowego przepływu czynników roboczych w gorącym minikanale przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w drugim kanale woda, płyta środkowa miedziana (cd.)

$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,006 \text{ [kg/s]}$						
NTU	[-]	0,55	0,88	1,28	1,88	2,54
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	61,8	73,2	83,6	92,0	96,6
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	39,2	54,3	65,3	74,7	79,3
A_{wym}	[m ²]	0,0056	0,0053	0,0041	0,0033	0,0027
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$						
NTU	[-]	0,26	0,50	0,80	1,26	1,75
$\dot{C}r$	[-]	0,8	0,6	0,6	0,6	0,6
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	64,9	73,1	83,1	91,4	96,5
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	65,2	71,9	82,6	91,6	96,2
A_{wym}	[m ²]	0,0044	0,0036	0,0026	0,0020	0,0015
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$						
NTU	[-]	0,49	0,57	0,81	1,10	1,40
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	57,7	62,0	71,0	79,7	85,9
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	36,2	40,2	51,8	61,2	67,8
A_{wym}	[m ²]	0,0061	0,0056	0,0045	0,0034	0,0027

W tabeli 8.6 przedstawiono analizę wyników efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami przedstawionymi w tabeli 8.5 dla współprądowego przepływu czynników roboczych, które oddzielała płyta miedziana:

Tabela 8.6 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli 8.5

$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$
Eksperymentalne wartości efektywności cieplnej $\bar{\epsilon}_{eksp}$ są wyższe od wartości teoretycznych $\bar{\epsilon}_{teor}$. Różnice wynoszą od 22% do 23%, co może wynikać z uproszczeń w modelu teoretycznym. Zauważono, że im wyższe wartości $NTU = 2,54$ tym wyższą efektywność cieplną modułu osiągnięto $\bar{\epsilon}_{eksp} = 96,6\%$. Stała wartość dla $\dot{C}r = 0,3$ sugeruje, że przepływ strumienia pojemności cieplnej jest taki sam podczas zwiększania gęstości strumienia ciepła, co jest typowe dla wymienników współprądowych.
$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$
Eksperymentalne wartości efektywności cieplnej modułu $\bar{\epsilon}_{eksp}$ są wyższe o 8% do 9% od wartości teoretycznych $\bar{\epsilon}_{teor}$. Podczas zwiększania się liczby jednostek transferu ciepła od 0,82 do 2,83 zaobserwowano, iż wyraźnie poprawia się również efektywność cieplna od $\bar{\epsilon}_{eksp} = 62,4\%$ do 95,7%. Dla $NTU > 2$, efektywność zaczyna się stabilizować powyżej poziomu $\bar{\epsilon}_{eksp} = 80\%$.
$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,006 \text{ kg/s}$
Eksperymentalne efektywności cieplne modułu są wyższe od teoretycznych o 17% do 23%. Wynika to z efektywniejszej wymiany ciepła w rzeczywistych warunkach dzięki wyższemu natężeniu przepływu obu czynników. Wzrost wartości NTU prowadzi do zwiększenia efektywności cieplnej dla modułu z dwoma minikanalami. Dla $NTU > 2$ wartość efektywności cieplnej zbliża się do $\bar{\epsilon}_{eksp} = 97\%$.

Tabela 8.6 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli 8.5 (cd.)

$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$
Jak wynika z obliczeń, wraz ze wzrostem wartości NTU , efektywność wymiennika rośnie. Dla wartości $NTU = 0,26$ efektywność cieplna wynosi $\bar{\epsilon}_{eksp} = 65,2\%$, podczas gdy dla $NTU = 1,75$, efektywność cieplna osiąga wartość $\bar{\epsilon}_{eksp} = 96,2\%$. Wyższe wartości NTU oznaczają większy transfer ciepła. Przy niskich wartościach $NTU = 0,26$ i $NTU = 0,50$ efektywność cieplna wzrasta wolniej. Jednakże przy $NTU > 0,8$ efektywność cieplna wzrasta znacznie szybciej co sugeruje o coraz bardziej efektywnej wymianie ciepła w module testowym. Wartość $\dot{C}r = 0,2$ do $0,3$ wskazuje na niewielkie różnice cieplne między strumieniami. Stały współczynnik $\dot{C}r = 0,6$ w większości obliczeń pokazuje, że wartość $\dot{C}r$ nie zmienia się w analizowanej próbie danych. Należy zauważyć, że wartość $\dot{C}r$ ma wpływ na efektywność wymiany ciepła, jednak w tym przypadku zmiany wartości $\dot{C}r$ są stosunkowo niewielkie w porównaniu do wpływu NTU .
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$
Wzrost wartości NTU prowadzi do znacznego wzrostu efektywności cieplnej wymiennika. Zmiana z $NTU = 0,49$ do $NTU = 1,40$ zwiększa efektywność cieplną eksperymentalną od $57,7\%$ do $85,9\%$. Wartości efektywności eksperymentalnej $\bar{\epsilon}_{eksp}$ są wyższe niż obliczone wartości teoretyczne $\bar{\epsilon}_{teor}$.

Do obliczenia efektywności cieplnej badanego modułu ciepła z dwoma minikanalami podanej w tabeli B.16 (źródło: Załącznik B (CD)) zastosowano zależność (2.117) dla przeciwprowodowego przepływu czynników roboczych FC-72 i woda oddzielone płytą środkową srebrną, przedstawiono najważniejsze wnioski w tabeli 8.7:

Tabela 8.7 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli B.16 (źródło: Załącznik B (CD))

$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$
Obliczone efektywności cieplne teoretyczne $\bar{\epsilon}_{teor}$ są bardzo bliskie wartościom eksperymentalnym $\bar{\epsilon}_{eksp}$ (tabela B.18, B.19, B.20 (źródło: Załącznik B (CD))). Srebrna płyta oddzielająca kanały oraz niski przepływ czynników roboczych pozwalają osiągnąć wysoką efektywność cieplną.
$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$
Efektywności cieplne teoretyczne $\bar{\epsilon}_{teor}$ są zgodne z wartościami eksperymentalnymi $\bar{\epsilon}_{eksp}$, różnice są minimalne poniżej $0,5\%$. Zastosowanie płyty srebrnej środkowej oddzielającej kanały i kompaktowa konstrukcja umożliwiły osiągnięcie bardzo wysokich wartości efektywności cieplnej 95% dla wysokich wartości $NTU > 3$. Jest to wyższy wynik niż w wariancie zastosowania płyty miedzianej środkowej oddzielającej kanały (tabela 8.4 oraz tabela B.16 (źródło: Załącznik B (CD))).
$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,006 \text{ kg/s}$
Efektywność teoretyczna $\bar{\epsilon}_{teor}$ jest bardzo bliska wartościom eksperymentalnym $\bar{\epsilon}_{eksp}$ różnice są minimalne niższe niż 1% . Efektywność cieplna $\bar{\epsilon}_{eksp}$ wymiennika wzrasta wraz z NTU . Dla wysokich $NTU = 3,32$, osiąga wartości powyżej 93% , co wskazuje na dużą zdolność wymiany ciepła modułu z dwoma minikanalami oddzielonymi środkową płytą srebrną. Niskie wartości $\dot{C}r = 0,2$ prowadzą do osiągnięcia wysokiej efektywności wymiennika. Strumień cieplny dla minikanalu zimnego ma niższą pojemność cieplną. Niższe wartości $\dot{C}r$ oznaczają bardziej korzystne warunki wymiany ciepła.
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$
Wyniki teoretyczne i eksperymentalne są do siebie zbliżone, jednak punkt $NTU = 1,56$ z efektywnością cieplną eksperymentalną $\bar{\epsilon}_{eksp} = 85,9\%$ wykazuje wyższą różnicę.
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$
Kompaktowy wymiennik ciepła z wyższym przepływem przeciwprowodowym czynników roboczych pracuje w zakresie efektywności cieplnej $\bar{\epsilon}_{eksp} = 68\% - 85,9\%$ o wysokiej wydajności chłodzenia. Niskie wartości $\dot{C}r = 0,1$ prowadzą do osiągnięcia wysokiej efektywności cieplnej wymiennika. Efektywność ciepła wymiennika rośnie wraz ze wzrostem NTU .

W tabeli B.17 (źródło: Załącznik B (CD)) przedstawiono parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla przeciwwrędnego przepływu czynników roboczych, dla płyty środkowej miedzianej. Zastosowano czynnik roboczy: HFE-649 w gorących minikanalach i w drugich zimnych minikanalach przepływała woda. Dla wymiennika przeciwwrędnego efektywność cieplną wyznaczono z zależności (2.117). W tabeli 8.8 przedstawiono analizę efektywności cieplnej eksperymentalnej $\bar{\epsilon}_{eksp}$ od NTU przy wybranych wariantach masowego natężenia przepływu.

Tabela 8.8 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli B.17 (źródło: Załącznik B (CD))

$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$	
Wartości NTU wzrastają wraz ze wzrostem strumienia ciepła i wynoszą od 0,95 do 2,33. Efektywność cieplna eksperymentalna wymiennika wzrasta od $\bar{\epsilon}_{eksp} = 60,5\%$ do $\bar{\epsilon}_{eksp} = 93,2\%$. Parametry wskazują, iż wysoki przepływ w grupie minikanalów w obiegu zimnej wody prowadzi do wyższej efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów.	
$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,006 \text{ kg/s}$	
Podczas gdy zwiększa się strumień ciepła wartość jednostek wymiany ciepła NTU maleje od wartości 12,81 do 1,77 natomiast efektywność cieplna również maleje od wartości 99,8% do 55,8%. Średni przepływ w obiegu gorącym i zimnym zwiększa efektywność cieplną wymiennika dla niższych strumieni ciepła. Efektywność cieplna wymiennika rośnie wraz ze wzrostem NTU .	
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$	
Wysoka wartość liczby jednostek wymiany ciepła $NTU = 1,32$ przy równych pojemnościach cieplnych $\dot{C}r = 0,7$ pozwalają na maksymalną efektywność cieplną $\bar{\epsilon}_{eksp} = 60\%$. Duży przepływ w obiegu gorących minikanalów nie zwiększa znacząco efektywności cieplnej wymiennika, ponieważ w zimnej grupie kanałów występuje niski przepływ czynnika roboczego.	
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$	
Występuje optymalny zakres pracy wymiennika, gdy efektywność cieplna wynosi $\bar{\epsilon}_{eksp} = 64,5\%$ jest osiągnięta przy wyższych $NTU > 1$ i niskim strumieniu pojemności cieplnej $\dot{C}r = 0,3$. Duży przepływ w dwóch grupach minikanalów gorących i zimnych nie powoduje wysokiej efektywności cieplej.	

Tabela 8.9 Parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla przeciwwrędnego przepływu czynników roboczych w gorących minikanalach przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w zimnych kanałach woda, płyta środkowa miedziana

		$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$					
	Jednostka	Wartość					
A_{PV}	[m ²]	0,02028					
q	[W/m ²]	400	800	1000	1400	1800	2000
NTU	[-]	0,93	0,56	0,57	0,71	1,13	1,09
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	57,1	41,0	41,6	48,6	63,6	48,9
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	57,3	41,2	41,8	48,8	63,8	62,6
A_{wym}	[m ²]	0,0141	0,0198	0,0168	0,0130	0,0048	0,0141
		$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$					
NTU	[-]	3,76	8,97	6,89	6,27	5,56	4,95
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	41,2	19,4	19,5	30,0	50,0	49,6
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	57,5	41,8	42,1	49,4	63,9	62,9
A_{wym}	[m ²]	0,0326	0,0373	0,0346	0,0337	0,0336	0,0326

Tabela 8.9 Parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla przeciwprądowego przepływu czynników roboczych w gorących minikanalach przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w zimnych kanałach woda, płyta środkowa miedziana (cd..)

$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,006 \text{ [kg/s]}$							
NTU	[-]	1,0	1,2	1,3	1,5	1,7	2,0
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	44,8	53,8	57,0	64,6	68,7	76,5
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	60	84,7	83,2	84,7	94,8	95,6
A_{wym}	[m ²]	0,00455	0,00407	0,00304	0,00285	0,00208	0,00290
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$							
NTU	[-]	1,23	2,73	2,95	1,83	1,57	2,77
$\dot{C}r$	[-]	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	69,6	92,4	93,8	82,6	77,9	92,6
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	93,5	97,6	98,2	98,9	99,4	98,5
A_{wym}	[m ²]	0,00823	0,00317	0,00215	0,00250	0,00243	0,00357
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$							
NTU	[-]	1,0	1,9	1,8	2,4	2,2	4,1
$\dot{C}r$	[-]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	[%]	78,1	96,9	96,6	99,4	99,9	99,4
$\bar{\epsilon}_{teor}$	[%]	94,8	94,4	93,5	92,7	91,8	89,1
A_{wym}	[m ²]	0,00517	0,00502	0,00337	0,00269	0,00268	0,00288

Wymiennik z przepływającym przeciwprądowo czynnikiem roboczym HFE-649 w grupie gorących kanałów oraz z wodą w grupie zimnych kanałów tabeli B.17 (źródło: Załącznik B (CD)) osiąga inne wartości efektywności cieplnej w porównaniu do wymiennika z czynnikiem roboczym FC-72 i czynnikiem wodą (tabela 8.9) ze względu na różnice w właściwościach termofizycznych obu cieczy przedstawiono następujące wnioski:

- W obu przypadkach niskie wartości $\dot{C}r = 0,1$ sprzyjają wyższym efektywnościom cieplnym. Wymiennik z przepływem czynników roboczych FC-72-woda wykazuje lepsze wyniki w szerokim zakresie NTU , podczas gdy efektywność cieplna wymiennika z przepływem czynników HFE-649 - woda gwałtownie spada przy niskich wartościach NTU . W przypadku wyższych przepływów masowych (np. $Q_m = 0,006 \text{ kg/s}$), wymiennik z przepływem czynników FC-72 - woda osiąga efektywności cieplne wyższe o 10%.
- Moduł z przepływem czynników roboczych FC-72-woda pracuje efektywniej od przepływu czynników roboczych HFE-649-woda w całym zakresie analizowanych NTU i $\dot{C}r$. Dla $\dot{C}r = 0,3$ różnice efektywności cieplnej wynoszą średnio 10–20% natomiast dla $\dot{C}r = 0,1$ różnica zmniejsza się, ale wciąż pozostaje na poziomie kilku punktów procentowych.

W tabeli 8.10 przedstawiono parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla współprądowego przepływu czynników roboczych, dla płyty środkowej miedzianej. Zastosowano czynnik roboczy: FC-72 w gorących minikanalach i w drugich zimnych minikanalach przepływał czynnik roboczy woda.

Tabela 8.10 Parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla współprądowego przepływu czynników roboczych. W gorących minikanalach przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz za płytą środkową Cu w grupie kanałów przepływała woda

$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$							
A_{PV}	$[\text{m}^2]$	0,02028					
$q_{w,PV}$	$[\text{W/m}^2]$	400	800	1000	1400	1800	2000
NTU	$[-]$	0,6	0,8	0,6	0,4	0,2	0,1
$\dot{C}r$	$[-]$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	$[\%]$	62,5	72,1	65,0	50,4	40,3	32,7
$\bar{\epsilon}_{teor}$	$[\%]$	64,7	72,8	64,7	54,2	40,6	32,4
A_{wym}	$[\text{m}^2]$	0,00719	0,00573	0,00376	0,00256	0,00190	0,00182
$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$							
NTU	$[-]$	3,7	2,1	1,5	1,0	0,7	0,6
$\dot{C}r$	$[-]$	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	$[\%]$	99,2	94,2	88,0	75,8	65,6	59,7
$\bar{\epsilon}_{teor}$	$[\%]$	99,0	94,9	86,2	74,9	64,0	59,4
A_{wym}	$[\text{m}^2]$	0,01189	0,00943	0,00733	0,00579	0,00484	0,00374
$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,006 \text{ [kg/s]}$							
NTU	$[-]$	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
$\dot{C}r$	$[-]$	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	$[\%]$	88,6	88,7	88,7	88,7	88,6	88,6
$\bar{\epsilon}_{teor}$	$[\%]$	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9	88,9
A_{wym}	$[\text{m}^2]$	0,01777	0,01252	0,00727	0,00337	0,00128	0,00351
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$							
NTU	$[-]$	1,1	0,6	0,4	0,4	0,2	0,2
$\dot{C}r$	$[-]$	0,9	0,9	0,5	0,8	0,8	0,9
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	$[\%]$	93,7	83,6	65,4	71,0	64,3	62,8
$\bar{\epsilon}_{teor}$	$[\%]$	93,4	83,1	63,4	72,9	61,2	64,0
A_{wym}	$[\text{m}^2]$	0,00435	0,00361	0,00259	0,00199	0,00149	0,00110
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}, Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$							
NTU	$[-]$	0,5	0,5	0,7	1,2	0,5	0,3
$\dot{C}r$	$[-]$	0,9	0,9	0,5	0,8	0,8	0,9
$\bar{\epsilon}_{eksp}$	$[\%]$	80,2	80,1	77,9	93,4	76,4	68,5
$\bar{\epsilon}_{teor}$	$[\%]$	79,6	79,6	76,6	93,5	77,4	70,2
A_{wym}	$[\text{m}^2]$	0,00600	0,00451	0,00380	0,00353	0,00352	0,00332

Na podstawie analizy wyników, przyjęto następujące wnioski i spostrzeżenia:

- Współprądowy układ przepływu czynników roboczych jest bardziej wrażliwy na wartość $\dot{C}r$. Dla $\dot{C}r$ zbliżonego do 1 efektywność cieplna gwałtownie spada, ponieważ temperatura obu płynów szybko się wyrównuje.
- Maksymalna efektywność cieplna wymiennika współprądowego nie przekracza 50% – 80% przy wartościach bliskich $NTU = 1$. Efektywność cieplna jest niższa przy wyższych wartościach $\dot{C}r$, co ogranicza możliwości zastosowania tego typu przepływu w wymagających aplikacjach.
- Przepływy współprądowe są mniej stabilne termicznie i szybciej osiągają równowagę termiczną między płynami, co zmniejsza ich zdolność do przenoszenia większej ilości ciepła w długotrwałym procesie nagrzewania ogniwa PV.

- Dla tych samych wartości NTU i $\dot{C}r$, efektywność cieplna wymiennika przeciuprądowego jest wyższa o 10-15% w zależności od zakresu parametrów.

Porównując wartości efektywności cieplnej wymiennika podczas zmiany płyty środkowej miedzianej (tabela 8.3) na srebrną (tabela B.16 (źródło: Załącznik B (CD))) dla przepływu przeciuprądowego w wymienniku ciepła stwierdzono, że efektywność cieplna modułu z dwoma minikanalami dla różnych przepływów płynów wynosi: $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s}$ i $Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$ - 51,3%, $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s}$ i $Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$ - 8,3%, $Q_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s}$ i $Q_{m,w} = 0,006 \text{ kg/s}$ - 25,8%, $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ i $Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$ - 10,6%, $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ i $Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$ - 16,6%.

Gdy zmieniono czynnik roboczy FC-72 (tabela 8.9) w obiegu grupy gorących minikanalów na czynnik roboczy na HFE-649 (tabela B.17 (źródło: Załącznik B (CD))), pozostawiając w grupie zimnych minikanalów przepływającą przeciuprądowo wodę stwierdzono, że różnica efektywności cieplnej modułu wyniosła na korzyść czynnika roboczego FC-72: $Q_{m,FC,Nov} = 0,003 \text{ kg/s}$ - $Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg/s}$ - 31,3%, $Q_{m,FC,Nov} = 0,003 \text{ kg/s}$ - $Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$ - 8,1%, $Q_{m,FC,Nov} = 0,006 \text{ kg/s}$ - $Q_{m,w} = 0,006 \text{ kg/s}$ - 25,2%, $Q_{m,FC,Nov} = 0,008 \text{ kg/s}$ - $Q_{m,w} = 0,003 \text{ kg}$ - 10,4%, $Q_{m,FC,Nov} = 0,008 \text{ kg/s}$ - $Q_{m,w} = 0,008 \text{ kg/s}$ - 15,5%.

8.6. Analiza wpływu czynników cieplno-przepływowych na pracę modułów PV z systemem chłodzenia minikanalowego

Rozdział ten prezentuje analizę wpływu czynników cieplno-przepływowych na pracę wymiennika wyposażonego w system chłodzenia minikanalowego. W niniejszej analizie skoncentrowano się na badaniu kluczowych parametrów, takich jak wydajność chłodzenia minikanalowego, wydajności chłodzonego ogniwa słonecznego oraz wpływ mechanizmów wrzenia przechłodzonego na współczynniki przejmowania ciepła w poszczególnych warstwach modułów. Uwzględniono również wpływ zmiennych parametrów powierzchni grzejnej, w tym jej chropowatości, na efektywność wymiany ciepła. Badania obejmowały analizę różnorodnych warunków przepływu czynnika roboczego, zarówno w konfiguracji przepływu przeciuprądowego, jak i współprądowego, co umożliwiło określenie rzeczywistego wpływu systemu chłodzenia na pracę ogniw fotowoltaicznych.

Celem omawianej części jest wyznaczenie optymalnych parametrów pracy systemu chłodzenia minikanalowego, co stanowi kluczowy element w poprawie efektywności energetycznej i trwałości ogniw fotowoltaicznych. Poniższe sekcje zawierają szczegółowe omówienie wpływu temperatury powierzchni grzejnej, intensywności przepływu czynnika chłodzącego oraz mechanizmów intensyfikujących wymianę ciepła, co pozwala na sformułowanie wniosków dotyczących optymalizacji badanej technologii:

Wpływ chłodzenia systemem minikanalów (obszar wrzenia przechłodzonego)

Na podstawie zebranych danych z modułu dwoma minikanalami w gorącym minikanale z czynnikiem roboczym FC-72 przenoszenie ciepła odbywa się na drodze jednofazowej konwekcji, a w pobliżu wylotu kanału dochodziło do wrzenia przechłodzonego.

- Wzrost współczynnika α_{12} wraz z odległością od wlotu do wylotu minikanalu jest efektem jest związany z wystąpieniem inicjacji wrzenia przechłodzonego w kanale z czynnikiem roboczym FC-72.
- Współczynniki α_{23} wyznaczone dla obu wariantów materiałowych płyty środkowej (Ag i Cu) wykazują zależność malejącą wraz ze wzrostem odległości od wlotu do wylotu minikanalu, zaobserwowano wzrost temperatury czynnika roboczego FC-72 wraz z odległością od wlotu do wylotu minikanalu.
- W minikanale zimnym różnice temperatur między płytami a wodą destylowaną były niewielkie, ponieważ w całym minikanale wymiennika ciepła zachodziła na drodze konwekcji jednofazowej.
- W obszarze wrzenia przechłodzonego (płyn FC-72) przypuszcza się, że miejscowe przegrzanie na powierzchni grzejnej powodowało formowanie się niewielkich pęcherzyków pary. Pęcherzyki, przenosząc się w kierunku cieplejszych regionów, są pochłaniane przez chłodniejszy płyn przy płycie środkowej miedzianej, co prowadzi do intensyfikacji wymiany ciepła. Zaobserwowano w tym obszarze wzrost temperatury przepływającego płynu oraz spadek współczynnika α_{12} .

Wpływ zastosowania powierzchni grzejnej o zmiennej chropowatości

- Najwyższe wartości współczynników przejmowania ciepła uzyskano dla powierzchni z mini wgłębieniami (orientacja modułu 180°) gdzie dodatkowo w celu zwiększenia wymiany ciepła użyto w wariancie płytę środkową srebrną Ag. Użytkano wzrost współczynnika przejmowania ciepła od 11% do 26% w stosunku do płyty grzejnej gładkiej.

Wpływ orientacji przestrzennej wymiennika ciepła

- Położenie kanału wywiera mniejszy wpływ na wartości lokalnych współczynników przejmowania ciepła podczas przepływu jednofazowego. Najwyższe wartości współczynnika przejmowania ciepła dla przepływu jednofazowego, uzyskano dla orientacji przestrzennej poziomej kanału 135° oraz 180°.

Analiza wydajności cieplnej wymiennika z grupą minikanalów dla masowego przepływu czynników roboczych

Na podstawie obliczonych danych przedstawionych w tabeli 8.9 dla wymiennika z grupą minikanalów podczas przepływu czynników roboczych przeciwprądowo, przeprowadzono analizę użyteczności modułu dla chłodzenia ogniwa słonecznego. Obliczono wymaganą powierzchnię modułu z zależności (2.104) i porównano z powierzchnią ogniwa słonecznego oraz przedstawiono poniżej następujące wnioski względem masowego natężenia przepływu czynników roboczych. W tabeli 8.11. przedstawiono analizę i wnioski dotyczące efektywności cieplnej wymiennika z grupą minikanalów oraz wydajności chłodzonego ogniwa słonecznego PV względem masowego natężenia przepływu czynników roboczych.

Tabela 8.11 Analiza i wnioski dotyczące efektywności cieplnej wymiennika oraz wydajność ogniwa słonecznego pod kątem masowego natężenia przepływu czynników towarzyszących w grupie minikanalów.

$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s} - Q_{m,W} = 0,003 \text{ kg/s}$
W zadawanych warunkach laboratoryjnych wymiennik zapewnia wymaganą powierzchnię wymiany ciepła dla niskich gęstości strumienia ciepła $q_w = 400 \text{ W/m}^2 - 1400 \text{ W/m}^2$. Dla $q_w \geq 1800 \text{ W/m}^2$, w niektórych wariantach, powierzchnia wymiennika jest niższa od powierzchni ogniwa, co może prowadzić do niedostatecznego chłodzenia powierzchni ogniwa. Wymiennik chłodzi powierzchnię ogniwa słonecznego grupą minikanalów od wartości temperatury 25°C do 38°C (rysunek 8.11a, f). Efektywność cieplna wymiennika wynosi od 41% do 63% (tabela 8.5). Wydajność ogniwa słonecznego maleje wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła od wartości 10% do 38% (tabela 7.11). Przy niskim masowym przepływie czynnik roboczy przepływa wolniej przez grupę kanałów wymiennika, co prowadzi do laminarnych przepływów w większej części wymiennika (czynnik dociera do większej powierzchni płyty). Większa część wymiennika uczestniczy w procesie wymiany ciepła (tabela 8.5).
$Q_{m,FC} = 0,003 \text{ kg/s} - Q_{m,W} = 0,008 \text{ kg/s}$
Dla wyższych masowych przepływów wody powierzchnia przepływu w wymienniku z grupą minikanalów jest wystarczająco duża we wszystkich pomiarach wartości gęstości strumienia ciepła. Powierzchnia wymiennika przewyższa powierzchnię ogniwa, które osiąga temperaturę od 24°C do 27°C (rysunek 8.11g, i). Efektywność cieplna wymiennika wynosi od 42% do 57% (tabela 8.5). Wydajność ogniwa słonecznego maleje wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła od wartości 23% do 4% (tabela 7.11).
$Q_{m,FC} = 0,006 \text{ kg/s} - Q_{m,W} = 0,006 \text{ kg/s}$
Wymiennik jest odpowiednio dobrany w przypadku, gdy wartości gęstości strumienia ciepła wynoszą: $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$ do $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$. Dla skrajnych wartości gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 1800 \text{ W/m}^2$ i 2000 W/m^2 , powierzchnia wymiennika może być niewystarczająca, lecz wymiennik utrzymuje temperaturę powierzchni od 16°C do 29°C (rysunek 8.11j, r). Efektywność cieplna wymiennika wynosi od 44% do 76% (tabela 8.5). Wydajność ogniwa słonecznego maleje wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła od wartości 10% do 31% (tabela 7.11).
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,W} = 0,003 \text{ kg/s}$
Dla niższego przepływu wody powierzchnia wymiennika jest wystarczająca w przypadku średnich wartości gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 800 - 1400 \text{ W/m}^2$. Dla skrajnych wartości $q_{w,PV}$ powierzchnia wymiennika jest niewystarczająca, lecz nadal spełnia chłodzenie powierzchni ogniwa w 76% wymiennik utrzymuje temperaturę powierzchni ogniwa od 24°C do 29°C (rysunek 8.12i, r). Efektywność cieplna wymiennika wynosi od 69,6% do 93,8% (tabela 8.5). Wydajność ogniwa słonecznego maleje wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła od wartości 9% do 28% (tabela 7.11).
$Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s} - Q_{m,W} = 0,008 \text{ kg/s}$
Dla najwyższych przepływów czynników roboczych powierzchnia wymiennika jest wystarczająca w przypadku wszystkich badanych wartości gęstości strumienia ciepła. Wymiennik chłodzi powierzchnię ogniwa słonecznego i utrzymuje temperaturę powierzchni ogniwa od 23°C do 31°C (rysunek 8.12g, l). Efektywność cieplna wymiennika wynosi od 78% do 99% (tabela 8.5). Wydajność ogniwa słonecznego maleje wraz ze wzrostem gęstości strumienia ciepła od wartości 9% do 30% (tabela 7.11). Wysoki masowy przepływ czynników roboczych pozwala na intensywniejszą wymianę ciepła na mniejszej powierzchni wymiennika $A_{wym} = 0,00288 \text{ m}^2$, więc rzeczywista powierzchnia wymiany ciepła jest mniejsza (tabela 8.5). Dla dwóch środkowych kanałów #3, #4 współczynnik przejmowania ciepła sięga wartości $\alpha_{12} = 1,4 \text{ kW/(m}^2\text{K)}$, (rysunek B.14 (źródło załącznik B (CD))). Przekłada się to na efektywność cieplną wynoszącą 99%.

Przedstawione wartości powierzchni wymiennika w tabeli 8.9 wykazują, że wymiennik z grupą minikanalów o powierzchni $A_{wym} = 0,0337 \text{ m}^2$ posiada odpowiednie parametry do chłodzenia ogniwa słonecznego, którego powierzchnia wynosi $A_{PV} =$

0,02028 m². Wymiennik skutecznie chłodzi ogniwo podczas maksymalnych masowych przepływów czynników roboczych (tabela 7.11).

Zastosowanie wymiennika z grupą minikanalów z przepływem przeciwbieżnym czynnika roboczego FC-72 i z przepływem wody w zimnej grupie minikanalów może wydłużyć czas pracy ogniwa o około 5-10 lat. Chłodzenie zmniejsza tempo degradacji ogniw słonecznych, co pozwala ogniwom PV utrzymać wyższą efektywność pracy przez dłuższy okres (tabela B.18 (źródło: Załącznik B (CD))). Zamiast spadku efektywności pracy ogniw słonecznych o 15-20% po 25-30 latach [45,14], [S17], z wykorzystaniem chłodzenia grupą minikanalów można spodziewać się od 9% do 12% wzrostu wydajności chłodzonego ogniwa słonecznego, co może skutkować dalszymi latami pracy panelu słonecznego.

Wpływ chłodzenia systemem minikanalów na efektywność pracy ogniwa fotowoltaicznego

- Podczas badań określono wpływ chłodzenia systemem minikanalów na efektywność pracy ogniwa fotowoltaicznego. Wybrano strumień ciepła wynoszący 1000 W/m², zakres temperatur na powierzchni ogniwa słonecznego wynosił od 22,4°C do 24,4°C. Temperaturowy współczynnik mocy wynosił $\gamma P = -0,18\%/^{\circ}\text{C}$. Dla ogniwa słonecznego w tych samych warunkach laboratoryjnych bez chłodzenia zakres temperatur wyniósł od 34,4°C do 36,2°C. Otrzymany współczynnik sprawności temperaturowej jest znacznie wyższy i wynosił $-0,36\%/^{\circ}\text{C}$. Porównując dwa warianty (chłodzenia i brak chłodzenia) można zauważyć, że ogniwo fotowoltaiczne chłodzone grupą minikanalów jest znacznie stabilniejsze w zakresie temperatur i zwiększenia się jego sprawność przy niższych stratach mocy.
- Wyższe wartości temperatury powierzchni chłodzonego ogniwa solarnego na bocznych krawędziach modułu nie wpływają znacznie na maksymalne różnice wydajności w centralnej części modułu i wynoszą od: $\eta_{PV} = 0,05\%$ do $\eta_{PV} = 3,1\%$. Najintensywniej chłodzonym odcinkiem powierzchni ogniwa słonecznego jest środkowa część przekroju wzdłuż jego długości na całej powierzchni.
- Wraz ze wzrostem temperatury ogniwa słonecznego TSS65TN, obserwuje się spadek jego mocy elektrycznej. Przy wzroście temperatury z 25°C do 35°C, moc wyjściowa zmniejsza się od 5 W do 3,9 W. Dalszy wzrost temperatury do 45°C powoduje dalszy spadek mocy do wartości 3,28 W, a przy 55°C moc zmniejsza się do 2,92 W. Sprawność niechłodzonego ogniwa słonecznego TSS65TN maleje od 25,3% do 4,2% wraz ze wzrostem strumienia ciepła dostarczonego do ogniwa.
- Dla ogniwa chłodzonego przy przepływie czynników roboczych w gorących i zimnych minikanalach przy masowym natężeniu przepływu gorącego czynnika roboczego $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ i zimnego $Q_{m,W} = 0,008 \text{ kg/s}$ uzyskano najwyższą wartość mocy ogniwa słonecznego, która wyniosła od 3,5 W do 4,1 W. Na początku pomiaru dostarczane jest 34,6% więcej mocy przy wyższych gęstościach strumienia ciepła i skutkuje to średnio 41% zmianą w porównaniu z niechłodzonym ogniwem.

Wpływ chłodzenia systemem minikanalów na efektywność pracy ogniwa fotowoltaicznego, podłączonego do układu superkondensatorów i akumulatorów

Analizując efektywność pracy hybrydowego systemu fotowoltaicznego współpracującego z akumulatorami i superkondensatorami stwierdzono, że zastosowanie przedstawionego systemu zwiększa efektywność magazynowania energii oraz elastyczność działania w porównaniu do tradycyjnych systemów solarnych. Testy, które obejmowały różne obciążenia elektryczne, takie jak grzałka wody i oświetlenie LED, pozwoliły na analizę pracy akumulatorów i superkondensatorów podczas rozładowania i sformułowano następujące wnioski i spostrzeżenia:

- Wprowadzenie superkondensatorów (SC) do systemu umożliwiło ograniczenie czasu pracy akumulatorów, przy jednoczesnym zachowaniu ich efektywności pracy. Poprawiły się parametry buforowania energii, ponieważ (SC) przejęły rolę końcowego magazynu energii. Czas ładowania (SC) wyniósł 7 minut. Na początkowym etapie ładowania, natężenie prądu wynosiło 0,5 A, a następnie wzrosło po kilkunastu sekundach do 27 A.
- Przy wykorzystaniu (SC) wydajność magazynowania energii elektrycznej wzrosła do 95%, podczas gdy w systemie z samymi akumulatorami wynosiła 78%. Oznacza to, że hybrydowy system lepiej wykorzystuje zgromadzoną energię, zmniejsza zużycie akumulatorów.
- Niższa temperatura pracy ogniwa może zwiększyć ilość energii dostarczanej do (SC) i akumulatorów nawet od 10% do 19%. To z kolei wpływa na długoterminową stabilność i wydajność całego układu. System chłodzenia minikanalami zapewnia stabilne warunki termiczne dla ogniwa fotowoltaicznego. Wyższa wydajność ogniwa, oznacza więcej energii elektrycznej, która będzie dostępna do ładowania akumulatorów i (SC). Przy odpowiedniej konfiguracji ładowania i zasilania, akumulatory i (SC) mogą być ładowane szybciej lub z większą mocą nawet o 12%.

9. PODSUMOWANIE I WYTYCZNE DO DALSZYCH BADAŃ

Podsumowanie

W pracy doktorskiej skoncentrowano się na analizie efektywności cieplnej wymiennika ciepła z dwoma minikanalami, a także z grupą minikanalów. Przeprowadzono eksperymenty pozyskując dane, zaproponowano metody obliczeniowe mające na celu wyznaczenie współczynników przejmowania ciepła na styku czynnik roboczy - płyta grzejna, w warunkach jednofazowej konwekcji wymuszanej i obszaru wrzenia przechłodzonego w kanale gorącym. Kluczowe działania:

- Budowa i modernizacja dwóch stanowisk badawczych z modułami testowymi z minikanalami o przekroju prostokątnym wraz z dostosowaniem aparatury badawczej do przeprowadzania badań oraz opracowanie metodyki prowadzenia eksperymentów. Moduł pierwszego stanowiska testowego stanowił układ dwóch minikanalów z płynami roboczymi FC-72 (kanał gorący) i woda destylowana (kanał zimny) z płytą rozdzielającą płyny, wykonaną z miedzi lub srebra. Zastosowano wariant z powierzchnią rozwiniętą płyty grzejnej (teksturowanie laserowe). Moduł drugiego stanowiska stanowiła grupa minikanalów z płynami roboczymi FC-72 lub HFE-649 (grupa kanałów gorących) i wodę destylowaną (grupa kanałów zimnych), rozdzielonych przegrodą środkową z miedzią. Jedną ze ścianek ogrzewanych stanowiła powierzchnia ogniwa PV.
- Przeprowadzenie badań z wykorzystaniem modułu z dwoma minikanalami i płytą grzejną oraz modułu z ogniwnem solarnym z grupą minikanalów. W badaniach wykorzystano moduły testowe, przez które przepływały czynniki robocze współprądowo lub przeciwprądowo. W trakcie procesu badawczego rejestrowano podstawowe parametry cieplno – przepływowe (ciśnienie, temperatury oraz przepływ płynów roboczych). Za pomocą kamer termowizyjnych mierzono temperaturę powierzchni płyt zewnętrznych wymiennika. Moduły testowe ustawiano pod kątami 135°, 150° i 180°. Podczas eksperymentów zwiększano strumień ciepła dostarczany do płyty grzejnej modułu testowego z dwoma minikanalami (nastawy dla 5 strumieni ciepła) lub powierzchni ogniwa słonecznego (nastawy dla 6 strumieni ciepła).
- Opracowanie podejścia jednowymiarowego (1D) opartego na metodzie Wilsona, bazującej na zastępczym współczynniku przenikania ciepła, w celu wyznaczenia lokalnych współczynników przejmowania ciepła na powierzchniach styku: płyta grzejna – czynnik roboczy w kanale gorącym, czynnik roboczy – płyta środkowa, płyta środkowa - czynnik roboczy w zimnym kanale oraz czynnik roboczy - płyta zamykająca. W metodzie obliczeniowej uwzględniono równanie *Newtona* dla wymiany ciepła przez konwekcję (na styku płyn gorący – płyta środkowa). Temperaturę płyty środkowej przybliżano liniowo w oparciu o znaną temperaturę mierzoną za pomocą termopar umieszczonych na krańcach płyty środkowej.
- Wyniki uzyskane z podejścia 1D porównano z: wynikami z podejścia 2D, z wynikami otrzymanymi z równań kryterialnych (wybranych z literatury) oraz wynikami

otrzymanymi z obliczeń uzyskanych z komercyjnego programu numerycznego CFD (Simcenter STAR-CCM+).

W wyniku przeprowadzonej analizy wyników sformułowano następujące wnioski i obserwacje:

- Wykazano, że w gorącym minikanale wymiana ciepła odbywała się na drodze jednofazowej konwekcji, a w pobliżu wylotu kanału dochodziło do inicjacji wrzenia a następnie obszaru wrzenia przechłodzonego.
- Przeprowadzono identyfikację rozkładów temperatury na podstawie termogramów uzyskanych z kamery termowizyjnej. Przenalizowano rozkłady temperatury powierzchni płyty grzejnej zewnętrznej (spodniej) ogniwa słonecznego oraz płyty zamykającej, a także płynów roboczych. Zauważono, że wysoka temperatura powierzchni ogniwa bez systemu chłodzenia spowodowała degradację i mikropęknięcia krzemu.
- Stwierdzono, że minikanalowy wymiennik ciepła skutecznie chłodzi ogniwo dla maksymalnych masowych przepływów czynników roboczych. Dla standardowych warunków pracy ogniwa przy gęstości strumienia ciepła: $q_{wPV} = 1000 \text{ W/m}^2$, efektywność mocy elektrycznej ogniwa słonecznego wzrosła o 16%.
- Zauważono, iż przy niskim masowym przepływie czynników roboczych przez grupę kanałów wymiennika wymiana ciepła zachodzi z mniejszą intensywnością, jednakże rozprływ płynu odbywa się równomiernie we wszystkich kanałach. Przy wyższym masowym przepływie czynników roboczych wymiana ciepła zachodzi najintensywniej w środkowej części wymiennika.
- Porównano wartości współczynników przejmowania ciepła dla modułu z płytą grzejną z dwoma minikanalami oddzielonymi płytą środkową srebrną oraz miedzianą. Współczynniki przejmowania ciepła na styku płyta grzejna – płyn chłodniczy uzyskały niższe wartości od 11% do 37% przy zastosowaniu płyty miedzianej w porównaniu do uzyskanych z płytą ze srebra.
- Porównano wyniki współczynników przejmowania ciepła uzyskane na styku czynnik roboczy – płyta środkowa z wynikami dostępnymi w literaturze. Najlepszą zgodność otrzymano dla równań kryterialnych przez: *Dutkowskiego, Coopera, Piaseckiej oraz Mikielewicz D. i innych.*
- Obliczono wartości temperaturowego współczynnika mocy dla ogniwa słonecznego chłodzonego grupą minikanalów. Z przeprowadzonych eksperymentów i analizy wyników otrzymanych z badań wywnioskowano, że zastosowanie chłodzenia grupą minikanalów dla spodniej powierzchni paneli fotowoltaicznych może poprawić ich wydajność od 10% do 14%.
- Przeanalizowano wpływ zmiennej orientacji przestrzennej modułu, właściwości cieplno-przepływowych czynników roboczych i powierzchni rozwiniętych oraz materiałów przegród wymiennika na intensyfikację wymiany ciepła.
- Porównano wyniki badań z wykorzystaniem czynników roboczych o różnych właściwościach pod kątem intensywności wymiany ciepła podczas przepływu płynu w minikanale wymiennika ciepła. Stwierdzono, że zastosowanie, płynu FC-72 pozwoliło uzyskać wyższe wartości współczynników przejmowania ciepła w porównaniu do testowanego płynu roboczego HFE-649.

- Zbadano wpływ zastosowania płyty grzejnej z powierzchnią rozwiniętą uzyskaną teksturowaniem laserowym, na proces wymiany ciepła w porównaniu do powierzchni gładkiej. Uzyskano od 11% do 26% wyższe wartości współczynników przejmowania ciepła dla powierzchni z rozwiniętą teksturowaniem laserowym w porównaniu do powierzchni gładkiej (położenie modułu testowego 180°).

Kolejnym ważnym elementem pracy jest analiza efektywności cieplnej oraz zastosowanie modułów z minikanalami do chłodzenia elementów instalacji fotowoltaicznej. Najważniejsze spostrzeżenia są następujące:

- Stwierdzono, że wartości efektywności cieplnej teoretycznej zgadzają się w większości przypadków z wartościami efektywności cieplnej eksperymentalnej. Zauważono, iż system chłodzenia grupą minikanalów prowadzi do wzrostu mocy wyjściowej ogniwa PV, co jest kluczowe dla efektywnego wykorzystania energii słonecznej.
- Zauważono, że przy stałym strumieniu pojemności cieplnej dla wszystkich badanych gęstości strumienia ciepła i obu - modułów testowych, zmiany efektywności wynikają głównie ze wzrostu liczby jednostek wymiany ciepła *NTU*. Im wyższe masowe natężenie przepływu czynników roboczych tym wyższa efektywność cieplna modułu.
- Zaobserwowano, iż wymiennik z przepływem czynników roboczych FC-72 i wodą wykazuje wyższe wartości w zakresie *NTU* i efektywności cieplnej, niż wymiennik z przepływającymi czynnikami roboczymi HFE-649 i wodą. Uzyskano lepszą efektywność cieplną dla czynnika roboczego FC-72, która wyniosła od 8,1%, do 32% w zależności od masowego natężenia przepływu czynników roboczych. Stwierdzono, że przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo pozwala na osiągnięcie wyższych efektywności cieplnych niż dla przepływu współprądowego.
- Zauważono, że zastosowanie płyty środkowej srebrnej oddzielającej kanały, umożliwiło osiągnięcie wyższych efektywności cieplnych (maksymalnie 95%) w porównaniu, gdy zastosowano płytę środkową miedzianą.

System chłodzenia minikanalami zapewnia stabilne warunki termiczne dla ogniwa fotowoltaicznego. Skuteczność chłodzenia ma kluczowe znaczenie dla utrzymania optymalnej temperatury przez długi okres użytkowania, co wpływa na żywotność ogniwa. Zwiększona wydajność ogniwa wynikająca z chłodzenia jego spodniej powierzchni powoduje wzrost produkcji energii elektrycznej, która będzie dostępna do ładowania akumulatorów i superkondensatorów, co z kolei umożliwi ich szybsze i bardziej efektywne ładowanie oraz poprawi ogólną sprawność i niezawodność całego systemu magazynowania energii.

Pozytywnie zweryfikowano sformułowaną hipotezę dysertacji oraz potwierdzono, że kompaktowe wymienniki ciepła stanowią skuteczne rozwiązanie do chłodzenia elementów instalacji fotowoltaicznej.

Przeprowadzone badania podkreślają zasadność stosowania efektywnych systemów chłodzenia z systemem minikanalów w instalacjach fotowoltaicznych, aby maksymalizować ich wydajność i trwałość. Opracowane rozwiązania mogą być szeroko stosowane w różnych aplikacjach, od systemów domowych po przemysłowe, przyczyniając się do bardziej efektywnego wykorzystania odnawialnych źródeł energii.

Wytyczne do dalszych badań

Planuje się kontynuację badań eksperymentalnych w celu dalszego rozwijania tematu dysertacji szczególnie wskazując na następujące zagadnienia:

1. Przeprowadzenie badań eksperymentalnych z nowymi ekologicznymi czynnikami chłodniczymi spełniającymi wymagania norm ekologicznych, które wywierają minimalny wpływ na środowisko, wykazując niski potencjał tworzenia efektu cieplarnianego. Pozwoli to na ocenę skuteczności wymiany ciepła i identyfikację pożądaných parametrów pracy kompaktowych wymienników ciepła.
2. W celu dalszego pogłębienia wiedzy na temat intensyfikacji procesów ciepłoprzepływowych, przewiduje się przeprowadzenie badań doświadczalnych, które uwzględnią inne położenia przestrzenne modułu z minikanalami, w rozszerzonym zakresie parametrów ciepłoprzepływowych.
3. Udoskonalenie metody numerycznej CFD w programie STAR-CCM+ dla modułu z grupą minikanalów, w celu dokładniejszej analizy wymiany ciepła i oporów przepływu. W ramach modernizacji planowane jest zastosowanie zaawansowanego modelu turbulentnego (SST $k-\omega$) odpowiedniego do przepływów w minikanalach, adaptacyjne zagęszczenie siatki obliczeniowej w obszarach o wysokich gradientach temperatury, odwzorowanie rzeczywistych właściwości fizykochemicznych nowego zastosowanego ekologicznego czynnika chłodniczego, wprowadzenie szczegółowych warunków brzegowych odzwierciedlających rzeczywiste warunki pracy wymiennika, analiza strat ciśnienia wzdłuż minikanalów.
4. W ramach badań dotyczących intensyfikacji procesu wymiany ciepła, zastosowanie różnego rozwinięcia powierzchni płyty środkowej srebrnej.
5. Zastosowanie rozbudowanej konstrukcji kompaktowego wymiennika ciepła, wyposażonego w 18 minikanalów o długości 480 mm i szerokości 20 mm dedykowanego do chłodzenia paneli fotowoltaicznych.
6. Badania nad minikanalowym chłodzeniem systemów fotowoltaicznych oraz zastosowanie chłodzonego minikanalami wymiennika PVT w pojazdach autonomicznych mogą stanowić istotne wsparcie dla rozwoju tych nowoczesnych rozwiązań.

BIBLIOGRAFIA

1. Aboagye, B., Gyamfi, S., Ofori, E.A., Djordjevic, S.: „Degradation analysis of installed solar photovoltaic (PV) modules under outdoor conditions in Ghana”. *Energy Reports*, 2021, 7, 6921–6931, doi:10.1016/j.egy.2021.10.046.
2. Agbodemegbe, V.Y., Cheng, X., Akaho, E.H.K., Allotey, F.K.A.: „Correlation for cross-flow resistance coefficient using STAR-CCM+ simulation data for flow of water through rod bundle supported by spacer grid with split-type mixing vane”. *Nuclear Engineering and Design*, 2015, 285, 134–149, doi:10.1016/j.nucengdes.2015.01.003.
3. Agostini, B., Watel, B., Bontemps, A., Thonon, B.: „Friction factor and heat transfer coefficient of R134a liquid flow in mini-channels”. *Applied Thermal Engineering*, 2002, 22(16), 1821–1834, doi:10.1016/S1359-4311(02)00108-4.
4. Ahmed, M.T., Rashel, M.R., Islam, M., Islam, A., Kamrul, K.M., Tlemcani, M.: „Classification and parametric analysis of solar hybrid PVT system: A Review”. *Energies*, 2024, 17, 588, doi:10.3390/en17030588.
5. Akbarzadeh, A., Wadowski, T.: „Heat pipe-based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation”. *Applied Thermal Engineering*, 1996, 16(1), 81–87, doi:10.1016/1359-4311(95)00012-3.
6. Al-Waeli, A.H.A., Kazem, H.A., Chaichan, M.T., Sopian, K.: *Photovoltaic/thermal (PV/T) systems*. Springer International Publishing: Cham, 2019.
7. Aladiev, I.T., Dodonov, L. D., Udalov, U.S.: „Heat transfer at subcooled water boiling in tubes”. *Teploenergetika*, 1957, 4(9), 9–23.
8. Ali, S.S., Basha, S.M.J., Prasad, B.D.: „Experimental analysis of heat transfer enhancement in different dimpled geometries under natural and forced convection”. *Archives of Thermodynamics Conference Proceedings 2200, 1st International Conference on Manufacturing, Material Science & Engineering (ICMMSE - 2019), 16–17 August 2019 Telangana, India 2019*, 2200(1):010001.
9. Ali, Z., Gao, Y., Tang, B., Wu, X., Wang, Y., Li, M., Hou, X., Li, L., Jiang, N., Yu, J.: „Preparation, properties and mechanisms of carbon fiber/polymer composites for thermal management applications”. *Polymers*, 2021, 13, 169, doi:10.3390/polym13010169.
10. Alyaseen, N.O.M., Mehrzad, S., Saffarian, M.R.: „An investigation of multistream plate-fin heat exchanger modelling and design: a review”. *Kerntechnik*, 2023, 25(3), 339–346, doi:10.1515/kern-2022-0119.
11. Alzaabi, A.A., Badawiyeh, N.K., Hantoush, H.O., Hamid, A.K.: „Electrical/thermal performance of hybrid PV/T system in Sharjah, UAE”. *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*, 2014, doi:10.12720/sgce.3.4.385-389.
12. Anderson, J.D.: Governing equations of fluid dynamics. *Computational Fluid Dynamics* 1992, 3(4), 15–51.
13. Anderson, K.R., Devost, M., Pakdee, W., Krishnamoorthy, N.: „STAR CCM+ CFD simulations of enhanced heat transfer in high-power density electronics using forced air heat exchanger and pumped fluid loop cold plate fabricated from high thermal

- conductivity materials”. *Journal of Electronics Cooling and Thermal Control*, 2013, 3(4), 144–154, doi:10.4236/jectc.2013.34016.
14. Annigoni, E., Virtuani, A., Caccivio, M., Friesen, G., Chianese, D., Ballif, C.: „35 years of photovoltaics: Analysis of the TISO-10-kW solar plant, lessons learnt in safety and performance - Part 2”. *Progress in Photovoltaics: Research and Applications*, 2019, 27(9), 760–778, doi:10.1002/pip.3146.
15. Arpaci, V. S., Larsen, P.S.: „*Convection heat transfer*”. Prentice Hall: New Jersey, 1984.
16. Bari, F., Morshed, A.K.M.M.: „Ultra compact heat exchanger with geometry induced wall jet”. *6th BSME International Conference on Thermal Engineering. ICTE 2014. Procedia Engineering*, 2015, 105, 258–263, doi:10.1016/j.proeng.2015.05.105.
17. Bergles, A.E., Rohsenow, W.M.: „The determination of forced-convection surface-boiling heat transfer”. *Journal of Heat Transfer*, 1964, 86(3), 365–372, doi:10.1115/1.3688697.
18. Bertsch, S.S., Groll, E.A., Garimella, S. V.: „A composite heat transfer correlation for saturated flow boiling in small channels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2009, 52(7-8), 2110–2118, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.10.022.
19. Białeck, i R. A., Buliński, Z.G.: Functions in transient heat conduction, in *Encyclopedia of thermal stresses* 2014.
20. Bigorajski, J., Chwieduk, D.: „Analysis of a micro photovoltaic/thermal – PV/T system operation in moderate climate”. *Renewable Energy*, 2019, 137, 127–136, doi:10.1016/j.renene.2018.01.116.
21. Błasiak, S., Pawińska, A.: „Direct and inverse heat transfer in non-contacting face seals”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 90, 710–718, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.004.
22. Bohdal, T.: „Modelowanie procesu przechłodzonego wrzenia pęcherzykowego proekologicznych czynników chłodniczych”. *Środkowo-Pomorskie Towarzystwo Naukowe Ochrony Środowiska*, 2002, 4, 241–269.
23. Bohdal, T.: „Bubbly boiling of environment-friendly refrigerating media”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2000, 21(4), 449–455, doi:10.1016/S0142-727X(00)00026-6.
24. Bohdal, T.: „Development of bubbly boiling in channel flow”. *Experimental Heat Transfer*, 2001, 14(3), 199–215, doi:10.1080/08916150121317.
25. Bohdal, T.: „Początek wrzenia w przepływie proekologicznych czynników chłodniczych”. *Rocznik Ochrona Środowiska*, 2010, 12, 263–279.
26. Bohdal, T., Charun, H.: *Zasady transportu ciepła. Część 2*. Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej: Koszalin, 2013.
27. Bohdal, T., Charun, H., Sikora, M.: „Empirical study of heterogeneous refrigerant condensation in pipe minichannels”. *International Journal of Refrigeration*, 2015, 59, 210–223, doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.07.002.
28. Bohdal, T., Charun, H., Sikora, M.: „Comparative investigations of the condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe minichannels”. *International Journal of*

- Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(9), 1963–1974, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.01.005.
29. Bohdal, T., Charun, H., Sikora, M., Flis, M.: „Condensation of R407C refrigerant in a single pipe minichannels”. *Proceedings XIV International Symposium on Heat Transfer and Renewable Sources of Energy HTRSE-2012*, 6-9.09.2012, Międzyzdroje, Poland 2012, 37(4), 303–310.
 30. Bohdal, T., Dutkowski, K.: „Badanie wymiany ciepła podczas wrzenia przechłodzonego proekologicznych czynników chłodniczych w minikanalach”. *Rocznik Ochrona Środowiska*, 2011, 13, 409–424.
 31. Bohdal, T., Rasmus, A.: „Badanie wrzenia w przepływie proekologicznych czynników chłodniczych”. *Rocznik Ochrona Środowiska*, 2010, 12, 123–135.
 32. Bohdal, T., Sikora, M., Widomska, K., Radchenko, A.M.: „Investigation of flow structures during HFE-7100 refrigerant condensation”. *Archives of Thermodynamics*, 2015, 36(4), 25–34, doi:10.1515/aoter-2015-0030.
 33. Bohdal, T., Widomska, K., Sikora, M.: „The analysis of thermal and flow characteristics of the condensation of refrigerant zeotropic mixtures in minichannels”. *Archives of Thermodynamics*, 2016, 37(2), 41–69, doi:10.1515/aoter-2016-0012.
 34. Carslaw, H. S., Jaeger, J.C.: *Conduction of heat in solids*. Oxford University Press, 1959.
 35. Cebeci, T., Yapici, S.: „Experimental and numerical investigation of heat transfer enhancement in finned tube heat exchangers with different fin geometries”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015, 63, 211–222.
 36. Chang, C.-Y., Chen, W.-H., Saw, L.H., Arpia, A.A., Carrera Uribe, M.: „Performance analysis of a printed circuit heat exchanger with a novel mirror-symmetric channel design”. *Energies*, 2021, 14(14):4252, doi:10.3390/en14144252.
 37. Chen, J.C.: „Correlation for boiling heat-transfer to saturated fluids in connective flow”. *Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development*, 1966, 5(3), 322–339, doi:10.1021/i260019a023.
 38. Chien, N.B., Vu, P.Q., Mohd-Ghazali, N., Jong-Taek, O.: „Convective heat transfer characteristics of single phase liquid in multiport minichannel tube: experiment and CFD simulation”. *Energy Procedia*, 2015, 75, 3180–3185, doi:10.1016/j.egypro.2015.07.660.
 39. Choi, K.-I., Pamitran, A.S., Oh, C.-Y., Oh, J.-T.: „Boiling heat transfer of R-22, R-134a, and CO₂ in horizontal smooth minichannels”. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30(8), 1336–1346, doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.04.007.
 40. Choi, K.-I., Pamitran, A.S., Oh, J.-T.: „Two-phase flow heat transfer of CO₂ vaporization in smooth horizontal minichannels”. *International Journal of Refrigeration*, 2007, 30, 767–777, doi:10.1016/j.ijrefrig.2006.12.006.
 41. Chwieduk, D.: „Solar energy use for thermal application in Poland”. *Polish Journal of Environmental Studies*, 2010, 19(3), 473–477.
 42. Cieśliński, J.T., Fiuk, A., Typiński, K., Siemieńczuk, B.: „Heat transfer in plate heat exchanger channels: Experimental validation of selected correlation equations”. *Archives of Thermodynamics*, 2016, 37(3), 19–29, doi:10.1515/aoter-2016-0017.

43. Cieśliński, J.T.: „Flow and pool boiling on porous coated surfaces”. *Reviews in Chemical Engineering*, 2011, 27(3-4), 179–190, doi:10.1515/REVCE.2011.007.
44. Collier, J., G., Thome, J., R.: *Convective boiling and condensation*. Oxford Engineering Scienceseries, 1994.
45. Colvin, D.J., Iqbal, N., Yerger, J.H., Li, F., Sinha, A., Vicnansky, G., Brummer, G., Zheng, N., Schneller, E.J., Barkaszi, J., i in.: „Degradation of monocrystalline silicon photovoltaic modules from a 10-year-old rooftop system in florida”. *IEEE Journal of Photovoltaics*, 2023, 13(2), 275–282, doi:10.1109/JPHOTOV.2023.3238278.
46. Cooper, M.G.: Saturation nucleate pool boiling - a simple correlation. In Proceedings of the 1st UK National Conference on Heat Transfer; The Institution of Chemical Engineers, 86, 785-793, 1984.
47. Cooper, M.G.: „Heat flow rates in saturated nucleate pool boiling-a wide-ranging examination using reduced properties”. *Advances in Heat Transfer* 1984, 16, 157–239.
48. Coskun, A., Demir, B.: „Comparative analysis of different lamella geometries used in exhaust gas heat exchangers”. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 100, 1–10, doi:10.1016/j.applthermaleng.2016.02.007.
49. Cotfas, D.T., Cotfas, P.A., Machidon, O.M.: „Study of Temperature Coefficients for Parameters of Photovoltaic Cells”. *International Journal of Photoenergy*, 2018, 2018, 1–12, doi:10.1155/2018/5945602.
50. Daghigh, R., Ruslan, M.H., Zaharim, A., Sopian, K.: Monthly performance of a photovoltaic thermal (PV/T) water heating system. In Proceedings of the 6th IASME/WSEAS International Conference on Energy & Environment; Cambridge, UK, 2011, 298-303.
51. Dawidowicz, B., Cieśliński, J.T.: „Heat transfer and pressure drop during flow boiling of pure refrigerants and refrigerant/oil mixtures in tube with porous coating”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(9–10), 2549–2558, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.01.005.
52. V. Del, R., Poulin, B., Feghali, P., Shah, D., Ahuja, R.: „*Thermal design, heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*”. Transformer Design Principles, CRC Press, 2010, 507-548.
53. Dittus, F.W., Boelter, L.M.K.: „Heat transfer in automobile radiators of the tubular type”. *University of California Publications in Engineering*, 1930, 2, 443–461, doi:10.1016/0735-1933(85)90003-X.
54. Dittus, F.W., Boelter, L.M.K.: „Heat transfer in automobile radiators of the tubular type”. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 1985, 12(1), 3–22, doi:10.1016/0735-1933(85)90003-X.
55. Du, J., Deng, J.: „Heat transfer enhancement using non-equally structure in a plate-fin heat exchanger with offset fins”. *Thermal Science*, 2022, 26(6B), 4919–4930, doi:10.2298/TSCI211227036D.
56. Duffie, J. A., Beckman, W.A.: *Solar engineering of thermal processes, (4th ed.)*. Solar Energy Laboratory University of Wisconsin-Madison, John Wiley & Sons, 2013.

57. Dupeyrat, P., Ménézo, C., Rommel, M., Henning, H.M.: „Efficient single glazed flat plate photovoltaic-thermal hybrid collector for domestic hot water system”. *Solar Energy*, 2011, 85(7), 1457–1468, doi:10.1016/j.solener.2011.04.002.
58. Dutkowski, K.: *Wymiana ciepła i opory przepływu czynników jedno i dwufazowych w minikanalach*. Monografia, nr 192, Wydział Mechaniczny, Wydawnictwo Uczelniane Politechniki Koszalińskiej, Koszalin, 2011, 16-21.
59. Dutkowski, K.: „Influence of the flashing phenomenon on the boiling curve of refrigerant R134a in minichannels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2010, 53(5-6), 1036–1043, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.11.007.
60. Dutkowski, K.: „Pomiary oporów przepływu jednofazowego w minikanalach”. *Pomiary Automatyka Kontrola*, 2010, 56(5), 503–506.
61. Dutkowski, K., Kruzel, M., Fiuk, J., Rokosz, K., Michalska-Požoga, I., Szczepanek, M.: „Experimental studies on the influence of spatial orientation of a passive air solar collector on its efficiency”. *Energies*, 2023, 16(10):4125, doi:10.3390/en16104125.
62. Dziak, J., Wiśniewska, J.: „Porównanie różnych typów turbulizatorów stosowanych do usprawnienia wymiany ciepła”. *Inżynieria i aparatura chemiczna*, 2016, 55(5), 178–179.
63. Elnozahy, A., Rahman, A.K.A., Ali, A.H.H., Abdel-Salam, M., Ookawara, S.: „Performance of a PV module integrated with standalone building in hot arid areas as enhanced by surface cooling and cleaning”. *Energy and Buildings*, 2015, 88, 100–109, doi:10.1016/j.enbuild.2014.12.012.
64. Erol, S., Hashemi, M.A., François, B.: „Analytical solution of discontinuous heat extraction for sustainability and recovery aspects of borehole heat exchangers”. *International Journal of Thermal Sciences*, 2015, 88, 47–58, doi:10.1016/j.ijthermalsci.2014.09.007.
65. Focke, W.W., Zachariades, J., Olivier, I.: „The effect of the corrugation inclination angle on the thermohydraulic performance of plate heat exchangers”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1985, 28(8), 1469–1479, doi:10.1016/0017-9310(85)90249-2.
66. Frąckowiak, A., Ciałkowski, M.: *Functions in steady-state heat conduction*. Springer Netherlands: Dordrecht, 2014.
67. Fugarov, D.D., Purchina, O.A., Purchina, A.D.: „Modeling of temperature profile during heating of fuel oil with water steam in a single-pass tubular heat exchanger”. *E3S Web of Conferences*, 2024, 583, : 03016, doi:10.1051/e3sconf/202458303016.
68. Gaikwad, V.P., Mohite, S.S.: „Performance analysis of microchannel heat sink with flow disrupting pins”. *Journal of Thermal Engineering*, 2022, 8(3), 402–425, doi:10.18186/thermal.1117391.
69. Garimella, R. V., Shephard, M.S.: „Boundary layer meshing for viscous flows in complex domains”. *7th International Meshing Roundtable*, 1998, 107–118.
70. Gnielinski, V.: „New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow”. *International Chemical Engineering*, 1976, 16, 359–367.
71. González-Peña, D., Alonso-deMiguel, I., Díez-Mediavilla, M., Alonso-Tristán, C.:

- „Experimental analysis of a novel PV/T panel with PCM and heat pipes”. *Sustainability*, 2020, 12(5):1710, doi:10.3390/su12051710.
72. Green, M.A.: *Solar cells: operating principles, technology and system applications*. University of New South Wales, 1982.
73. Grysa, K., Maciejewska, B.: „Trefftz functions for the non-stationary problems”. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2013, 51(2), 251–264.
74. Gungor, K.E., Winterton, R.H.S.: „Simplified general correlation for saturated flow boiling and comparisons of correlations with data”. *Chemical Engineering Research and Design (Transactions of the Institution of Chemical Engineers. Part A)*, 1987, 65(2), 148–156.
75. Harasimczuk, M.: „Hybrydowy system magazynowania”. *Electrical Engineering, Poznań University of Technology Academic Journals*, 2016, 87, 109–118.
76. Hausen, H.: „New equations for heat transfer in free or forced flow”. *Allgemeine Wärmetechnik*, 1959, 9(4/5), 75–79.
77. Hayes, N., Jokar, A., Ayub, Z.H.: „Study of carbon dioxide condensation in chevron plate exchangers; heat transfer analysis”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2011, 54(5-6), 1121–1131, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2010.11.010.
78. Hein, L.L., Mortean, M.V.V.: „Theoretical and experimental thermal performance analysis of an additively manufactured polymer compact heat exchanger”. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 2021, 124:10523, 1–12, doi:doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105237.
79. Herez, A., El Hage, H., Lemenand, T., Ramadan, M., Khaled, M.: „Review on photovoltaic/thermal hybrid solar collectors: Classifications, applications and new systems”. *Solar Energy*, 2020, 207, 1321–1347, doi:10.1016/j.solener.2020.07.062.
80. Herrando, M., Ramos, A.: „Photovoltaic-thermal (PV-T) systems for combined cooling, heating and power in buildings: A review”. *Energies*, 2022, 15(9), 3021, doi:10.3390/en15093021.
81. Herrera, I.: „Trefftz method: A general theory”. *Numerical Methods for Partial Differential Equations*, 2000, 16(6), 561–580, doi:10.1002/1098-2426(200011)16:6<561::AID-NUM4>3.0.CO;2-V.
82. Hetnarski, R.B.: *Encyclopedia of thermal stresses*. Springer Reference, Dordrecht, 2014.
83. Hewitt, G.F., Shires, G.L., Bott, T.R.: *Process Heat Transfer*. CRC Press, Nowy Jork, 1994.
84. Ho, A.M.S., Qu, W., Pfeifferkorn, F.: *Pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-pin-fin heat sink*. In *Proceedings of the Heat Transfer, American Society of Mechanical Engineers Digital Collection*, 3, 213-220, 2006.
85. Hożejowska, S.: „Homotopy perturbation method combined with Trefftz method in numerical identification of liquid temperature in flow boiling”. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, 2015, 53, 969–980, doi:10.15632/jtam-pl.53.4.969.
86. Hożejowska, S., Hożejowski, L., Piasecka, M.: „Radial basis functions in mathematical modelling of flow boiling in minichannels”. *EPJ Web of Conferences*,

- 2017, 143:02037, doi:10.1051/epjconf/201714302037.
87. Hożejowska, S., Kaniowski, R., Poniewski, M.E.: „Application of adjustment calculus to the Trefftz method for calculating temperature field of the boiling liquid flowing in a minichannel”. *International Journal of Numerical Methods for Heat & Fluid Flow*, 2014, 24(4), 811–824, doi:10.1108/HFF-01-2013-0022.
88. Hożejowska, S., Maciejewska, B., Hożejowski, L.: „Application of adjustment calculus in the nodeless Trefftz method for a problem of two-dimensional temperature field of the boiling liquid flowing in a minichannel”. *The European Physical Journal Web of Conferences*, 2014, 67(4):02037, doi:10.1051/epjconf/20146702037.
89. Hożejowska, S., Maciejewska, B., Piasecka, M.: *Zastosowanie funkcji Trefftza do wyznaczania pól temperatury i współczynnika przejmowania ciepła przy wrzeniu w przepływie*. Monografia, nr M62, Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 123, 2014.
90. Hożejowska, S., Maciejewska, B., Poniewski, M.E.: „Numerical analysis of boiling two-phase flow in mini- and microchannels”. *Encyclopedia of Two-phase Heat transfer and Flow I. Fundamentals and Method. Special Topics in Pool and Flow Boiling*, Thome, J.R., Ed.; World Scientific Publishing Co., Ltd.: New York, NY, USA; London, UK; Singapore 2015, 4, 131–162.
91. Hożejowska, S., Piasecka, M.: „Equalizing calculus in Trefftz method for solving two-dimensional temperature field of FC-72 flowing along the minichannel”. *Heat and Mass Transfer*, 2014, 50(8), 1053–1063, doi:10.1007/s00231-014-1315-3.
92. Hożejowska, S., Piasecka, M., Poniewski, M.E.: „Boiling heat transfer in vertical minichannels. Liquid crystal experiments and numerical investigations”. *International Journal of Thermal Sciences*, 2009, 48(6), 1049–1059, doi:10.1016/j.jthermalsci.2008.11.013.
93. Hyun-Seok, N., Jong-Rae, C., Seung-Hun, S.: „Plate Pack Structural Integrity Analysis for Plate and Shell Heat Exchangers at High Temperatures and Pressures”. *Advances in Mechanical Engineering*, 2020, 12, 1–6, doi:10.1177/1687814019901244.
94. Ibrahim, A., Fudholi, A., Sopian, K., Othman, M.Y., Ruslan, M.H.: „Efficiencies and improvement potential of building integrated photovoltaic thermal (BIPVT) system”. *Energy Conversion and Management*, 2014, 77, 527–534, doi:10.1016/j.enconman.2013.10.033.
95. Incropera, F.P., Bergman, T.L., Dewitt, D.P., Lavine, A.S.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. John Wiley & Sons, 2013.
96. Jahromi, S.N., Vadiiee, A., Yaghoubi, M.: „Exergy and economic evaluation of a commercially available PV/T collector for different climates in Iran”. *Energy Procedia*, 2015, 75, 444–456, doi:10.1016/j.egypro.2015.07.416.
97. Jori, J. K., Arsenyeva, O., Kapustenko, P., Touazhiansky, L.: *Compact heat Exchangers for energy transfer intensification - Low Grade Heat and Fouling Migration*. CRC Press, 1st edition (August 2) 2017.
98. Ju, X., Zhou, X., Zhao, K., Hu, Y., Mu, T., Ni, Y., Yang, L.: „Experimental study on

- burning behaviors of photovoltaic panels with different coverings using a cone calorimeter”. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, 2017, 9(6), 1–17, doi:10.1063/1.4990830.
99. Kaćki, E.: *Równania różniczkowe cząstkowe w zagadnieniach fizyki i techniki*. Wydawnictwo Naukowo Techniczne Warszawa, 1989.
100. Kakaç, S., Shah, R. K., Aung, W.: *Handbook of single-phase convective heat transfer*. John Wiley and Sons Inc., 1987.
101. Kakaç, S., Liu, H., Pramuanjaroenkij, A.: „Heat exchangers selection, rating and thermal design, 2nd edition, CRC press LLC”. In Proceedings CRC Press Taylor & Francis Group Boca Ration London New York, 387–422, 2020.
102. Kalinowski, E.: *Przekazywanie ciepła i wymenniki*. Wydawnictwo Politechnika Wrocławska: Wrocław, 1995.
103. Kandlikar, S.G.: „Heat transfer characteristics in partial boiling, fully developed boiling, and significant void flow regions of subcooled flow boiling”. *Journal of Heat Transfer*, 1998, 120(2), 395–401, doi:10.1115/1.2824263.
104. Kandlikar, S.G.: „A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal and vertical tubes”. *Journal of Heat Transfer*, 1990, 112, 219, doi:10.1115/1.2910348.
105. Kandlikar, S.G.: „A model for correlating flow boiling heat transfer in augmented tubes and compact evaporators”. *American Society of Mechanical Engineers*, 1991, 113, 1–7.
106. Kandlikar, S.G.: Heat transfer mechanisms during flow boiling in microchannels. In Proceedings of the 1st International Conference on Microchannels and Minichannels; Heat Transfer Mechanisms During Flow Boiling in Microchannels Digital Collection, 2003, 33–46.
107. Kandlikar, S.G., Steinke, M.E.: „Single-phase liquid friction factors in microchannel”. *International Journal of Thermal Sciences*, 2006, 45, 1073–1083.
108. Kandlikar, S.G.: „Fundamental issues related to flow boiling in minichannels and microchannels”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26, 389–407, doi:10.1016/S0894-1777(02)00150-4.
109. Kandlikar, S.G., Garimella, S., Li, D., Colin, S., King, M.R.: „Single-phase liquid flow in minichannels and microchannels”. Elsevier NY USA, 2006, Chapter 3, 87–136, 2006.
110. Kandlikar, S.G., Grande, W.J.: „Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology”. *Heat Transfer Engineering*, 2003, 24(1), 3–17, doi:10.1080/01457630304040.
111. Kaniowski, R., Piasecka, M., Poniewski, M.E.: Flow Boiling in Minichannels. *Encyclopedia of Two-phase Heat transfer and Flow I. Fundamentals and Method. Special Topics in Pool and Flow Boiling*, Thome, J.R., Ed.; World Scientific Publishing Co., Ltd.: New York, NY, USA; London, UK; Singapore 2015 2015, 75–105.
112. Kays, W. M., London, A.L.: *Compact Heat Exchangers*. 1984.
113. Kays, W.M.: „Numerical solutions for laminar-flow heat transfer in circular tubes”.

- Transactions of the American Society of Mechanical Engineers*, 1955, 77, 1265.
114. Kee, R.J., Almand, B.B., Blasi, J.M., Rosen, B.L., Hartmann, M., Sullivan, N.P., Zhu, H., Manerbino, A.R., Menzer, S., Coors, W.G., i in.: „The design, fabrication, and evaluation of a ceramic counter-flow microchannel heat exchanger”. *Applied Thermal Engineering*, 2011, 31, 2004–2012, doi:10.1016/j.applthermaleng.2011.03.009.
 115. Khanafer, K., Vafai, K., Lightstone, M.: „Buoyancy-driven heat transfer enhancement in a two-dimensional enclosure utilizing nanofluids”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2003, 46(19), 3639–3653, doi:10.1016/S0017-9310(03)00156-X.
 116. Khorshidi, J., Heidari, S.: „Design and Construction of a Spiral Heat Exchanger”. *Advances in Chemical Engineering and Science*, 2016, 06, 201–208, doi:10.4236/aces.2016.62021.
 117. Kiran, S.; Devadiga, U.: „Performance analysis of hybrid PV/Thermal systems”. *International Journal of Emerging Technologies and Advanced Engineering*, 2014, 4, 80–86.
 118. Klemes, J.J., Arsenyeva, O., Kapustenko, P., Tovazhnyanskyy, L.: *Compact heat exchangers for energy transfer intensification. Low Grade Heat and Fouling Mitigation*, CRC Press, 2015, 372.
 119. Kolhe, M., Bin, D., Hu, E.: „Water cooled concentrated photovoltaic system”. *International Journal of Smart Grid and Clean Energy*, 2013, 2(2), 159–163, doi:10.12720/sgece.2.2.159-163.
 120. Kreith, F., Boehm, R.F., Raithby, G.D., Hollands, K.G.T., Suryanarayana, N. V., Modest, M.F., Carey, V.P., Chen, J.C., Lior, N., Shah, R.K.: *Heat and Mass Transfer. The CRC Handbook of Mechanical Engineering*, Second Edition, 1999, 118-164.
 121. Krishnegowda, M., Alangar, S.: „Experimental investigation on flow boiling characteristics of the ethanol–water mixture in conventional channels”. *Heat and Mass Transfer*, 2023, 59(5), 779–802, doi:10.1007/s00231-022-03295-y.
 122. Kuczyński, W., Charun, H., Bohdal, T.: „Influence of hydrodynamic instability on the heat transfer coefficient during condensation of R134a and R404A refrigerants in pipe mini-channels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2012, 55(4), 1083–1094, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.10.002.
 123. Lapotko, D., Lukianova, E.: „Laser-induced micro-bubbles in cells”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2005, 48(1), 227–234, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.08.012.
 124. Lazarek, G.M., Black, S.H.: „Evaporative heat transfer, pressure drop and critical heat flux in a small vertical tube with R-113”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1982, 25(7), 945–960, doi:10.1016/0017-9310(82)90070-9.
 125. Lee, P.-S., Garimella, S. V.: „Saturated flow boiling heat transfer and pressure drop in silicon microchannel arrays”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2008, 51(3), 789–806, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.04.019.
 126. Lei, W., Jia, Z., He, J.-C., Cai, T.-M.: „Dynamic properties of vibrated drops on a

- superhydrophobic patterned surface”. *Applied Thermal Engineering*, 2014, 62(2), 507–512, doi:10.1016/j.applthermaleng.2013.10.019.
127. Li, H., Huang, B., Wu, M.: „Experimental and numerical investigations on the flow characteristics within hydrodynamic entrance regions in microchannels”. *Micromachines*, 2019, 10(5), 317, doi:10.3390/mi10050317.
128. Li, Q., Flamant, G., Yuan, X., Neveu, P., Luo, L.: „Compact heat exchangers: A review and future applications for a new generation of high temperature solar receivers”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2011, 15(9), 4855–4875, doi:10.1016/j.rser.2011.07.066.
129. Lipiński, W., Rusowicz, A.: „Influence of perforated fin shape on heat transfer in a compact heat exchanger”. *Archives of Thermodynamics*, 2019, 40(1), 556, 93–108, doi:10.3390/en12030556.
130. Liu, S., Huang, Y., Wang, J., Leung, L.K.H.: „Numerical investigation of buoyancy effect on heat transfer to carbon dioxide flow in a tube at supercritical pressures”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, 117, 595–606, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.10.037.
131. Liu, Z., Winterton, R.H.S.: „A general correlation for saturated and subcooled flow boiling in tubes and annuli, based on a nucleate pool boiling equation”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1991, 34(11), 2759–2766, doi:10.1016/0017-9310(91)90234-6.
132. Luque, A. Hegedus, S.: *Handbook of Photovoltaic Science and Engineering*. John Wiley and Sons, Handbook of photovoltaic science and engineering / edited by Antonio Luque and Steven Hegedus. Handbook of photovoltaic science and engineering / edited by Antonio Luque and Steven Hegedus, 2003.
133. Maciejewska, B., Hożejowska, S., Grabowski, M., Poniewski, M.E.: „Numerical analysis of the boiling heat transfer coefficient in the flow in mini-channels”. *Acta Mechanica et Automatica*, 2023, 17(4), 595–604, doi:10.2478/ama-2023-0069.
134. Maciejewska, B., Piasecka, M.: A numerical solution to an inverse unsteady-state heat transfer problem involving the Trefftz functions. *EPJ Web of Conferences* 2017, 143(3):02069.
135. Maciejewska, B., Strąk, K., Piasecka, M.: „Determination of the heat transfer coefficient from IRT measurement data using the Trefftz method”. *EPJ Web of Conferences*, 2016, 114:02068, doi:10.1051/epjconf/201611402068.
136. Madejski, P.: „Wymiana ciepła”. Wydawnictwo Politechniki Szczecińskiej, Szczecin, 1998.
137. Mahmood, R.A., Buttsworth, D., Malpress, R., Sharifian-Barforoush, A.: „CFD Numerical and experimental investigation of two-phase flow development after an expansion device in a horizontal pipe”. *Journal of Thermal Engineering*, 2021, 7(1), 307–323, doi:10.18186/THERMAL.850672.
138. Manglik, R.M., Bergles, A.E.: „Heat Transfer and pressure drop correlations for twisted-tape inserts in isothermal tubes: part II—transition and turbulent flows”. *Journal of Heat Transfer*, 1993, 115, 890–896, doi:10.1115/1.2911384.
139. Matuszczyk, P., Poplawski, T., Flasza, J.: „Wpływ natężenia promieniowania

- słonecznego i temperatury modułu na wybrane parametry i moc znamionową paneli fotowoltaicznych”. *Przegląd Elektrotechniczny*, 2015, 1(12), 161–164, doi:10.15199/48.2015.12.40.
140. McAdams, W.H., Kennel, W.E., Minden, C.S., Carl, R., Picornell, P.M., Dew, J.: „Heat transfer at high rates to water with surface boiling”. *Industrial & Engineering Chemistry*, 1949, 41(9), 1945–1953, doi:10.1021/ie50477a027.
141. Mehendale, S.S., Jacobi, A.M., Shah, R.K.: „Fluid flow and heat transfer at micro- and meso-scales with application to heat exchanger design”. *Applied Mechanics Reviews*, 2000, 53(7), 175–193, doi:10.1115/1.3097347.
142. Mehta, B., Dhyani, A., Khandekar, S.: Estimation of laminar single-phase heat transfer coefficient in the entrance region of a square minichannel using infrared thermography. *Proceedings of the 21st National & 10th ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference December 27-30, 2011, IIT Madras, India 2011*, 1–6.
143. Memon, S., Katsura, T., Radwan, A., Zhang, S., Serageldin, A.A., Abo-Zahhad, E.M., Sergey, S., Memon, A.R., Khan, S.W., Yang, S., i in.: „Modern eminence and concise critique of solar thermal energy and vacuum insulation technologies for sustainable low-carbon infrastructure”. *International Journal of Solar Thermal Vacuum Engineering*, 2020, 1(1), 52–71, doi:10.37934/stve.1.1.5271.
144. Michalski, D., Strak, K., Piasecka, M.: „Estimating uncertainty of temperature measurements for studies of flow boiling heat transfer in minichannels”. *EPJ Web of Conferences*, 2019, 213, 02059, doi:10.1051/epjconf/201921302059.
145. Mikielawicz, D., Klugmann, M., Tesmar, J.: Wrzenie w przepływie w kanałach o małych średnicach. In *Proceedings of the XIII Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy; Tom 1, Koszalin - Darłówko, 03-06 września 2007*, 65-72.
146. Mikielawicz D., Białas J., Mikielawicz, J.: *Metoda wyznaczania współczynnika przejmowania ciepła dla wrzenia w przepływie dla kanałów o małych średnicach*. XIX Zjazd Termodynamików, Sopot, 2005.
147. Mikielawicz, D., Wajs J.: „Wybrane zagadnienia projektowania mikrostrugowych wymienników ciepła”. Instytut Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku, 35-105, 2015.
148. Mikielawicz, D., Wajs, J., Gliński, M., Abdul-Baset, R.S., Z.: „Experimental investigation of dryout of SES 36, R134a, R123 and ethanol in vertical small diameter tubes”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013, 44, 556–564, doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.08.018.
149. Mikielawicz, D., Gliński, M., Wajs, J.: „Krytyczny strumień ciepła podczas wrzenia w przepływie w kanałach”. *Technika chłodnicza i klimatyzacyjna*, 2007, R14(2=132), 54–59.
150. Mikielawicz, D.: *Wrzenie i kondensacja w przepływie w kanałach i mikrokanalach*. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Gdańsk, 2009.
151. Mikielawicz, D., Jakubowska, B.: „Prediction of flow boiling heat transfer coefficient for carbon dioxide in minichannels and conventional channels”. *Archives of Thermodynamics*, 2016, 37(2), 89–106, doi:10.1515/aoter-2016-0014.
152. Mikielawicz, D., Mikielawicz, J., Tesmar, J.: „Improved semi-empirical method for

- determination of heat transfer coefficient in flow boiling in conventional and small diameter tubes”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(19), 3949–3956, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.01.024.
153. Mikielewicz, J.: „Wymiana ciepła i opory przepływu freonu-21 przy wrzeniu przechłodzonym w kanale generatora pary”. *Prace Instytutu Maszyn Przepływowych. PWN. Warszawa-Poznań*, 1972, 60, 109–121.
154. Mojumder, M. S. S., Uddin, M. M., Alam, I., Enam, H.K.: „Study of hybrid photovoltaic thermal (PV/T) solar system with modification of thin metallic sheet in the air channel”. *Energy Technology*, 2011, 3, 7–55.
155. Morteau, M.V. V., Cisterna, L.H.R., Paiva, K. V., Mantelli, M.B.H.: „Development of diffusion welded compact heat exchanger technology”. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93, 995–1005, doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.09.021.
156. Motsa, S.S., Shateyi, S. , Machado, J.A.T.: „The method of fundamental solutions and the method of particular solutions: A comparison between the two Trefftz methods”. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2008, 32, (10), 794–802.
157. Mousavi Ajarostaghi, S.S., Zaboli, M., Javadi, H., Badenes, B., Urchueguia, J.F.: „A review of recent passive heat transfer enhancement methods”. *Energies*, 2022, 15(3), 986, doi:10.3390/en15030986.
158. Mroziński, A., Flizikowski, J.: *Inżynieria instalacji fotowoltaicznych*. Wydawnictwo Grafpol Agnieszka Blicharz-Krupińska, Wrocław, 2016, 59-96.
159. Nabila, C., Azzedine, S.: „Numerical study of surface roughness effects on the behavior of fluid flow in micro-channels”. *Mathematical Modelling of Engineering Problems*, 2019, 6(2), 285–292, doi:10.18280/mmep.060217.
160. Nadeem, S., Mehmood, R., Akbar, N.S.: „Non-orthogonal stagnation point flow of a nano non-Newtonian fluid towards a stretching surface with heat transfer”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 57(2), 679–689, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.019.
161. Okada, K., Ono, M., Tomimura, T., Okuma, T., Konno, H., Ohtani, S.: „Design and heat transfer characteristics of new plate heat exchanger”. *Heat Transfer - Japanese Research*, 1972, 1(1), 90–95.
162. Orman, Ł.: „Passive methods of boiling heat transfer enhancement”. *Czasopismo Techniczne*, 2018, 12, 106–107, doi:10.4467/2353737XCT.18.193.9681.
163. Orman, Ł.J., Radek, N., Pietraszek, J., Wojtkowiak, J., Szczepaniak, M.: „Laser treatment of surfaces for pool boiling heat transfer enhancement”. *Materials*, 2023, 16(4), 1365, doi:10.3390/ma16041365.
164. Orzechowski, T.: „Nucleate boiling heat transfer on the fin with laser beam modified surface”. *Proceedings of the International Symposium on Convective Heat and Mass Transfer in Sustainable Energy, 2009, Hammamet, Tunisia*, 2009, 2, 418–421.
165. Orzechowski, T., Tyburczyk, A.: „Efektywność dwufazowego chłodzenia na przykładzie żebra z pokryciem siatkowym”. *Przegląd Elektrotechniczny*, 2011, 87(7), 48–51.
166. Orzechowski, T., Tyburczyk, A., Ziętała, K.: „Wymiana ciepła przy wrzeniu na żebrze z pokryciem metalowo-włóknistym”. *Scientific Letters of Rzeszów University*

- of Technology - Mechanics*, 2014, 31, 231–238, doi:10.7862/rm.2014.26.
167. Orzechowski, T., Wciślik, S.: „Experimental analysis of the drop film boiling at ambient pressure”. *Energy Conversion and Management*, 2013, 76, 918–924.
168. Ouhsaine, L., Mimet, A., El Ganaoui, M., Scipioni, A., Kharbouch, Y.: „Transient thermal analyse of mini heat sink PV cells cooling for hot climate”. In Proceedings of the 2014 International Renewable and Sustainable Energy Conference (IRSEC)IEEE, 2014, 70–77, 2014.
169. Palaskar, V.N., Deshmukh, S.P.: „Waste heat recovery study of spiral flow heat exchanger used in hybrid solar system with reflectors”. *International Journal of Energy Science*, 2015, 1, 6–16, doi:10.12783/ijes.2015.0501.02.
170. Palm, B., Claesson, J.: „Plate heat exchangers: Calculation methods for single and two-phase flow”. *Heat Transfer Engineering*, 2006, 27(4), 88–98, doi:10.1080/01457630500523949.
171. Pastuszko, R.: „Wymiana ciepła przy wrzeniu w tunelach podpowierzchniowych”. Monografie, studia, rozprawy, nr M33. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2012.
172. Perez Grajales, S.G., Hernández, A.H., Juárez-Romero, D., Lopez Lopez, G., Urquiza-Beltran, G.: „Design, construction, and characterization of a solar photovoltaic hybrid heat exchanger prototype”. *Processes*, 2024, 12, 588, doi:10.3390/pr12030588.
173. Permikin, D.V., Zverev, V.S.: „Mathematical model on surface reaction diffusion in the presence of front chemical reaction”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, 57(1), 215–221, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.10.024.
174. Piasecka, M.: „Wymiana ciepła podczas wrzenia w przepływie w miniprzestrzeniach o zróżnicowanej geometrii”. Monografie, studia, rozprawy, nr M119. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 2019.
175. Piasecka, M., Strąk, K., Grabas, B.: „Vibration-assisted laser surface texturing and electromachining for the intensification of boiling heat transfer in a minichannel”. *Archives of Metallurgy and Materials*, 2017, 62(4), 1983–1990, doi:10.1515/amm-2017-0296.
176. Piasecka, M.: „Correlations for flow boiling heat transfer in minichannels with various orientations”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 81, 114–121, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2014.09.063.
177. Piasecka, M.: *Wrzenie w przepływie na rozwiniętych powierzchniach minikanalów*. Monografie, studia, rozprawy, nr M61. Wydawnictwo Politechniki Świętokrzyskiej, Kielce, 211, 2014.
178. Piasecka, M., Hożejowska, S., Pawińska, A., Strąk, D.: „Heat transfer analysis of a co-current heat exchanger with two rectangular mini-channels”. *Energies*, 2022, 15(4):1340, doi:10.3390/en15041340.
179. Piasecka, M., Hożejowska, S., Poniewski, M.E.: „Experimental evaluation of flow boiling incipience of subcooled fluid in a narrow channel”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004, 25(2), 159–172, doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.017.

180. Piasecka, M., Maciejewska, B.: „The study of boiling heat transfer in vertically and horizontally oriented rectangular minichannels and the solution to the inverse heat transfer problem with the use of the Beck method and Trefftz functions”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2012, 38, 19–32, doi:10.1016/j.expthermflusci.2011.11.002.
181. Piasecka, M., Maciejewska, B.: „Enhanced heating surface application in a minichannel flow and the use of the FEM and Trefftz functions for the solution of inverse heat transfer problem”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2013, 44, 23–33, doi:10.1016/j.expthermflusci.2012.04.024.
182. Piasecka, M., Maciejewska, B.: „Heat transfer coefficient during flow boiling in a minichannel at variable spatial orientation”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2015, 68, 459–467, doi:10.1016/j.expthermflusci.2015.05.005.
183. Piasecka, M., Poniewski, M.E.: „Hysteresis phenomena at the onset of subcooled nucleate flow boiling in microchannels”. *Heat Transfer Engineering*, 2004, 25(3), 44–51, doi:10.1080/01457630490280083.
184. Piasecka, M., Strąk, K., Maciejewska, B.: „Calculations of flow boiling heat transfer in a minichannel based on liquid crystal and infrared thermography data”. *Heat Transfer Engineering*, 2017, 38(3), 332–346, doi:10.1080/01457632.2016.1189272.
185. Popov, I.A., Konstantinov, D.Y., Zhukova, Y. V., Chorny, A.D.: „Thermal conductivity and specific heat of carbon–plastic polymer composite materials”. *High Temperature Material Processes An International Quarterly of High-Technology Plasma Processes*, 2022, 26(4), 25–38, doi:10.1615/HighTempMatProc.2022044226.
186. Pudlik, W.: „Wymiana i wymienniki ciepła. Podręcznik dla studentów wydziałów mechanicznych specjalizujących się w technikach cieplnych i chłodniczych”. Wydawnictwo Politechniki Gdańskiej, Wydanie 5: Gdańsk, 2012.
187. Ratajczak, J., Domke, K.: „Model cieplny ogniów PV i kolektorów”. *Electrical Engineering*, 2012, 1, 291–298.
188. Remsburg, R.: „*Thermal design of electronic equipment*”. Electronics handbook series, CRC Press LLC, 2000 N.W. Corporate Blvd., Boca Raton, Florida, 2001, 150, 100-200.
189. Reutskiy, S.: „A boundary method of Trefftz type with approximate trial functions”. *Engineering Analysis with Boundary Elements*, 2002, 26(4), 341–353, doi:10.1016/S0955-7997(02)00006-1.
190. Sabouri Shirazi, A.H., Jafari Nasr, M.R., Ghodrat, M.: „Effects of temperature differences in optimization of spiral plate heat exchangers”. *Process Integration and Optimization for Sustainability*, 2020, 4(4), 391–408, doi:10.1007/s41660-020-00128-5.
191. Saitoh, S., Daiguji, H., Hihara, E.: „Correlation for boiling heat transfer of R-134a in horizontal tubes including effect of tube diameter”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2007, 50(25), 5215–5225, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2007.06.019.
192. Sekulic, D.P.: *Compact heat exchangers*. Springer International Publishing, 2018, 1-

- 31, 1501-1520.
193. Shah, R. K., Sekulic, D.P.: „Fundamentals of heat technology”. *Metallurgist*, 1960, doi:10.1007/bf00740254.
194. Shah, R. K., Sekulic, D.P.: *Fundamentals of heat exchanger design*. 2003.
195. Shah, R. K. Bhatti, M.S.: „Laminar convective heat transfer in ducts. In *Advances in Heat Transfer*”. 18, 1-40, 1987.
196. Shah, M.M.: „Chart correlation for saturated boiling heat transfer: equations and further study”. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers Transactions*, 1982, 88(1), 185–196.
197. Shah, M.M.: „A general correlation for heat transfer during subcooled boiling in pipes and annuli”. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, 1977, 83(1), 202–217.
198. Shah, R.K., London, A.L.: „Laminar flow forced convection in ducts: A source book for compact heat exchanger analytical data”. Academic Press, INC. (London) LTD., 153-195, 1978.
199. Shah, R.K., Robertson, J.M.: „Compact heat exchangers for the process industry”. *Energy Efficiency in Process Technology*, 1993, 565–580, doi:10.1007/978-94-011-1454-7_51.
200. Shah, R.K., Sekulić, D.P.: „Selection of heat exchangers and their components”. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, NJ, USA, 673-734, 2007.
201. Shi, S., Niu, J., Wu, Z., Luo, S., Gao, X., Fang, Y., Zhang, Z.: „Experimental and numerical investigation on heat transfer enhancement of vertical triplex tube heat exchanger with fractal fins for latent thermal energy storage”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2022, 198(4):123386, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123386.
202. Sieder, E.N., Tate, G.E.: „Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes”. *Industrial & Engineering Chemistry*, 1936, 28(12), 1429–1435, doi:10.1021/ie50324a027.
203. Sikora, M., Bohdal, T.: „Nowe proekologiczne czynniki niskociśnieniowe”. Rozdział w monografii, Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy, Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Jakończuk, P., Konferencja XVI Sympozjum Wymiany Ciepła I Masy. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej. Białystok 2022, 477-486.
204. Strąk, D., Hożejowska, S., Pawińska, A., Piasecka, M.: „Badania przepływowego wymiennika ciepła z minikanalami”. Rozdział w monografii, Postępy w badaniach wymiany ciepła i masy, Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Jakończuk, P., Konferencja XVI Sympozjum Wymiany Ciepła I Masy. Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej. Białystok 2022, 276-286.
205. Strąk, D., Piasecka, M., Hożejowska, S., Pawińska, A.: „The concept of a prototype compact heat exchanger with minichannels”. *Proceeding of International Conference Experimental Fluid Mechanics 2019, Franzensbad, Czech Republic, 19-22 November*, 2019, 475–480.
206. Strąk, D., Strąk, K., Piasecka, M.: „The study on the efficiency of a photovoltaic cell with a system of supercapacitors and batteries”. *E3S Web of Conferences*, 2018,

- 70:01014, doi:10.1051/e3sconf/20187001014.
207. Strąk, D.: „Performance investigation of hybrid photovoltaic thermal-heat with mini-channels for application in electric vehicles”. *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, 2023, 100(2), 1–26, doi:10.14669/AM/166810.
208. Strąk, K., Piasecka, M.: „Bezkontaktowe metody pomiaru temperatury powierzchni stosowane w badaniach wymiany ciepła w minikanalach”. *Logistyka*, 2014, 6, 11784–11793.
209. Strąk, K., Piasecka, M.: „Impact of selected thermal and flow parameters on flow boiling heat transfer in a minichannel”. *European Physical Journal Web of Conferences*, 2019, 213:02079, doi:10.1051/epjconf/201921302079.
210. Takyi, G., Nyarko, F.K.: „Investigation of the Effect of Temperature Coefficients on Mono-Crystalline Silicon PV Module Installed in Kumasi, Ghana”. *Journal of Power and Energy Engineering*, 2020, 08, 20–34, doi:10.4236/jpee.2020.89003.
211. Taler, J. Duda, P.: *Rozwiązanie prostych i odwrotnych zagadnień przewodzenia ciepła*. Wydawnictwo Naukowo-Techniczne WNT, 2003.
212. Taler, D.: *Obliczenia i badania eksperymentalne wymienników ciepła. [Cz.] 1,2*. Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, Kraków, 2016.
213. Taler J.: Superposition method for multidimensional heat conduction problems. *Encyclopedia of thermal stresses*, Hetnarski R.B., Springer Reference, Dordrecht 2014, 4708–4718.
214. Al Tarabsheh, A., Etier, I., Fath, H., Ghazal, A., Morci, Y., Asad, M., El Haj, A.: „Performance of photovoltaic cells in photovoltaic thermal (PVT) modules”. *IET Renewable Power Generation*, 2016, 10, 1017–1023, doi:10.1049/iet-rpg.2016.0001.
215. Theodore, L. Bergman, Adrienne, S.L.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. Wiley – Interscience Publ., 2002.
216. Thom, J.R.S., Walker, W.M., Fallon, T.A., Reising, G.F.S.: „Boiling in sub-cooled water during flow up heated tubes or annuli”. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 1965, 180(3), 226–246, doi:10.1243/PIME_CONF_1965_180_117_02.
217. Thom, J.R.S.: „Prediction of pressure drop during forced circulation boiling of water”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 1964, 7, 709–724.
218. Thome, J.R.: „Boiling in microchannels: a review of experiment and theory”. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2004, 25(2), 128–139, doi:10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.005.
219. Thulukkanam, K.: „*Heat exchanger design-handbook (Mechanical Engineering)*”. CRC Press LLC, 4, 70–1260, 2013.
220. Tiwari, A., Sodha, M.S.: „Performance evaluation of hybrid PV/thermal water/air heating system: A parametric study”. *Renewable Energy*, 2006, 31(15), 2460–2474, doi:10.1016/j.renene.2005.12.002.
221. Tran, T.N., Wambsganss, M.W., France, D.M.: „Small circular- and rectangular-channel boiling with two refrigerants”. *International Journal of Multiphase Flow*,

- 1996, 22, 485–498, doi:10.1016/0301-9322(96)00002-X.
222. Trefftz, E.: „Ein Gegenstück zum Ritzschen Verfahren”. International Kongress für Technische Mechanik, Zürich, Switzerland, *Mathematische Annalen*, 131-137, 1926.
223. Tuckerman, D.B., Pease, R.F.W.: „High-performance heat sinking for VLSI”. *IEEE Electron Device Letters*, 1981, 2(5), 126–129, doi:10.1109/EDL.1981.25367.
224. Udaya Kumar, G., Suresh, S., Sujith Kumar, C.S., Back, S., Kang, B., Lee, H.J.: „A review on the role of laser textured surfaces on boiling heat transfer”. *Applied Thermal Engineering*, 2020, 174:115274, doi:10.1016/j.applthermaleng.2020.115274.
225. Vlasie, C., Macchi, H., Guilpart, J., Agostini, B.: „Flow boiling in small diameter channels”. *International Journal of Refrigeration*, 2004, 27(2), 191–201, doi:10.1016/S0140-7007(02)00035-X.
226. Wajs, J., Mikielwicz, D., Fornalik-Wajs, E.: „Thermal performance of a prototype plate heat exchanger with minichannels under boiling conditions”. *Journal of Physics: Conference Series*, 2016, 745(3):032063, doi:10.1088/1742-6596/745/3/032063.
227. Wajs, J., Mikielwicz, D., Fornalik-Wajs, E.: Plate heat exchanger with porous structure for potential use in orc system. In Proceedings of the XI International Congress „Machines, Technologies, Materials” . 1, 41-44; 2014.
228. Wajs, J., Mikielwicz, D.: „Influence of metallic porous microlayer on pressure drop and heat transfer of stainless steel plate heat exchanger”. *Applied Thermal Engineering*, 2016, 93, 1337–1346, doi:10.1016/j.applthermaleng.2015.08.101.
229. Wan, Z., Joshi, Y.: „Pressure drop and heat transfer characteristics of pin fin enhanced microgaps in single phase microfluidic cooling”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2017, 115, 115–126, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2017.06.117.
230. Wang, G., Li, X., Li, Y.: „Heat transfer and pressure drop characteristics of wavy fin-and-flat tube heat exchangers with various wave amplitudes and wavelengths”. *Applied Thermal Engineering*, 2018, 141, 449–459, doi:10.1016/j.applthermaleng.2018.06.110.
231. Wang, C.C.: „On the heat transfer correlation for membrane distillation”. *Energy Conversion and Management*, 2011, 52(4), 1968–1973, doi:10.1016/j.enconman.2010.11.014.
232. Warrier, G.R., Dhir, V.K., Momoda, L.A.: „Heat transfer and pressure drop in narrow rectangular channels”. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2002, 26, 53–64, doi:10.1016/S0894-1777(02)00107-3.
233. Wen, D.S., Yan, Y., Kenning, D.B.R.: „Saturated flow boiling of water in a narrow channel: time-averaged heat transfer coefficients and correlations”. *Applied Thermal Engineering*, 2004, 24(8-9), 1207–1223, doi:10.1016/j.applthermaleng.2003.12.025.
234. Wiśniewski, S., Wiśniewski, T.S.: „Wymiana ciepła”. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne: Warszawa, 2012.
235. Wiśniewski, S., Wiśniewski, T.S.: „Wymiana ciepła”. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2017.

236. Wójcik, T.: „Inicjacja wrzenia i histereza wymiany ciepła na pokryciach porowatych”. Monografie, studia, rozprawy, nr 204. Wydawnictwo Akademii Górniczo Hutniczej, Kraków, 2010.
237. Yen, T.-H., Kasagi, N., Suzuki, Y.: „Forced convective boiling heat transfer in microtubes at low mass and heat fluxes”. *International Journal of Multiphase Flow*, 2003, 29(12), 1771–1792, doi:10.1016/j.ijmultiphaseflow.2003.09.004.
238. Yildirim, M.A., Cebula, A., Sułowicz, M.: „A cooling design for photovoltaic panels – Water-based PV/T system”. *Energy*, 2022, 256:124654, doi:10.1016/j.energy.2022.124654.
239. Yu, W., France D. M., Wambsganss M., W., Hull J., R.: „Two-phase pressure drop, boiling heat transfer, and critical heat flux to water in small-diameter horizontal tube”. *Int. Journal of Multiphase Flow*, 2002, 28, 927–941.
240. Zarzycki, R.: „Wymiana ciepła i ruch masy w inżynierii środowiska”. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2010.
241. Zhang, J., Zou, Z., Fu, C.: „A review of the complex Flow and heat transfer characteristics in microchannels”. *Micromachines*, 2023, 14(7):1451, doi:10.3390/mi14071451.
242. Zhang, W., Hibiki, T., Mishima, K.: „Correlation for flow boiling heat transfer in mini-channels”. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, 47(26), 5749–5763, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2004.07.034.
243. Zohuri, B.: *Compact Heat Exchangers*. Springer International Publishing: Cham, 2017.
244. Zondag, H.: „Flat-plate PV-Thermal collectors and systems: A review”. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2008, 12(4), 891–959, doi:10.1016/j.rser.2005.12.012.

STRONY INTERNETOWE I INNE DOKUMENTY

- [S1] CD-adapco Americas Agency Training Document: CFD Basics. Dostępne na: URL <https://dragonfly.tam.cornell.edu/teaching/mae5230-cfd-intro-notes.pdf> (dostęp 11.3.2023)
- [S2] Czaki Thermo-Product, URL https://www.czaki.pl/content-dir/uploads/czaki_catalog_571.pdf 2018 (dostęp 12.3.2023)
- [S3] Czech Accreditation, I. (2014) *Calibration certificate No. K1501035, Calibration laboratory No. 2372, accredited by Czech Accreditation Institute under ČSN EN ISO/IEC 17025:2005 for: Calibration of non-contact temperature measuring instruments*
- [S4] Flir (2006), URL <https://docs.rs-online.com/5098/0900766b8137184a.pdf> (dostęp 18.9.2023)
- [S5] Flir A655sc, URL http://www.FLIRmedia.com/MMC/THG/Brochures/RND_011/RND_011_US.pdf (dostęp 24.9.2023)
- [S6] Haynes, I. (2017), URL <http://haynesintl.com/docs/default-source/pdfs/new-alloy-brochures/high-temperature-alloys/brochures/x-brochure.pdf?sfvrsn=12> (dostęp 16.10.2023)
- [S7] Haynes, I. (2018), URL <http://haynesintl.com/docs/default-source/pdfs/new-alloy-brochures/high-temperature-alloys/brochures/230-brochure.pdf> (dostęp 5.11.2023)
- [S8] Ivankovic, A.: Lecture notes for the course computational continuum mechanics (CCM) UCD school of electrical. URL <https://www.scribd.com/document/442723685/CCM-I-Lecture-Notes-pdf> (dostęp 15.2.2024)
- [S9] Rudy, M.: Na czym polega symulacja i modelowanie komputerowe z zastosowaniem metody elementów skończonych MES, URL <https://gmsys-tem.pl/blog/na-czym-polega-symulacja-i-modelowanie-komputerowe-z-zastosowaniem-metody-elementow-skoczonych-mes> (dostęp 20.5.2023)
- [S10] STAR-CCM+ User Guide: STAR-CCM+ User Guide (Version 4.02), URL https://www.researchgate.net/profile/Hassan-Nasser-9/post/How_can_we_write_the_field_function_of_these_expression_in_STAR_CCM_software2/attachment/61203add2897145fbd6aa522/AS%3A1059023025618944%401629502173584/download/vdocuments.mx_star-ccm-user-guide.pdf (dostęp 15.2.2024)
- [S11] TSEC Corporation: Parametry ogniwa słonecznego TSS65TN, URL <https://www.enf.com.cn/Product/pdf/Cell/594882f211ed6.pdf> (dostęp: 30.05.2023)
- [S12] UNIT: Parametry multimetru UT8802e scr UNIT, [https://download.kamami.pl/p580802-UT8802E English Manual.pdf](https://download.kamami.pl/p580802-UT8802E%20English%20Manual.pdf) (dostęp 19.4.2024)
- [S13] Instrukcja obsługi Voltcraft PL-110sm: URL <https://www.instrukcjaobslugipdf.pl/voltcraft/pl-110sm/instrukcja?p=3> (dostęp 20.4.2024)
- [S14] Instrukcja DeltaOHM-HD2102.1, URL https://www.deltaohm.com/wp-content/uploads/document/DeltaOHM-HD2102.1_2-Luxmeter-Datalogger-Manual-en.pdf (dostęp 15.2.2024)
- [S15] HTC w STAR-CCM+, URL https://community.sw.siemens.com/s/article/Convective-heat-transfer?utm_source=chatgpt.com (dostęp 23.4.2024)
- [S16] Residuals in Simcenter STAR-CCM+, URL https://volupe.com/simcenter-star-ccm/residuals-in-simcenter-star-ccm/?utm_source=chatgpt.com (dostęp 26.4.2024)
- [S17] TISO 35+ Thirty-five years with the TISO-10 PV plant: a statistical analysis of failure modes and their impact on safety and production, URL <https://www.aramis.admin.ch/Default?DocumentID=49977&Load=true> (dostęp 15.9.2024)

ZAŁĄCZNIK A

A.1. Chłodzenie panelu słonecznego za pomocą prototypowego modułu słonecznego z grupą minikanalów

Na rysunku B.8 (źródło: Załącznik B (CD)) przedstawiono schemat zaprojektowanego prototypowego wymiennika ciepła z panelem *PV* o mocy 55 W, 12 V. Widok 3D modułu testowego do chłodzenia paneli fotowoltaicznych z grupą minikanalów pokazano na rysunku B.8 i B.9 (źródło: Załącznik B (CD)) natomiast poszczególne elementy składowe modułu przedstawiono na rysunkach B.9a i B.10b (źródło: Załącznik B (CD)). Najważniejsze elementy kompaktowego wymiennika ciepła to panel słoneczny *PV*, płyta środkowa, płyta zamykająca, stanowiące główne ścianki minikanalów o przekroju prostokątnym (każdy o głębokości 1,5 mm, szerokości 20 mm i długości 480 mm). Dodatkowe elementy modułu stanowią uszczelki z silikonu. Przez minikanale, oddzielone płytą miedzianą, przepływają: czynnik roboczy chłodniczy FC-72, krążący w obiegu gorącym (minikanale gorące) i woda destylowana w obiegu zimnym (minikanale zimne). W części ciepłej sekcji testowej wymiennika (z czynnikiem roboczym FC-72), zewnętrzną ścianką minikanalu jest panel fotowoltaiczny *PV* (6), (rysunek B.10d (źródło: Załącznik B (CD))) ogrzewano i oświetlano żarówką halogenową o mocy 1000 W. Uzyskano maksymalną temperaturę powierzchni 31,2°C którą mierzono za pomocą kamery termowizyjnej *Flir E60* (rysunek B.10c (źródło: Załącznik B (CD))) [S4]. Użyto panel słoneczny o wymiarach 540 mm szerokości i 670 mm długości. Wymiana ciepła pomiędzy przepływającymi czynnikami roboczymi odbywa się poprzez płytę miedzianą (5) na rysunku B.9 (załącznik B) o grubości 0,5 mm, wykonaną z miedzi. Płytę zewnętrzną (3) zamykającą w części zimnej wymiennika przedstawiono na rysunkach B.9 i B.10 (źródło: Załącznik B (CD)), o grubości 0,45 mm, wykonana jest z miedzi. Na wlocie i wylocie każdego z minikanalów zainstalowano termopary typu K i mierniki ciśnienia. Po przeprowadzeniu kilku eksperymentów opracowano wyniki na podstawie zebranych parametrów i wprowadzono do symulacji *CFD* w programie STAR-CCM+. Wprowadzono następujące wartości parametrów dla symulacji *CFD* w programie STAR-CCM+: gęstość strumienia ciepła $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, masowe natężenie przepływu czynnika roboczego $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ kg/s}$ (rysunek B.12b (źródło: Załącznik B (CD))). Natomiast dla wartości gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV} = 400 \text{ W/m}^2$ wprowadzono dla porównania takie samo masowe natężenie przepływu (rysunek B.12a (źródło: Załącznik B (CD))). Podczas symulacji wymiennika ciepła zauważono maksymalną temperaturę na powierzchni panelu *PV*, która wynosiła 26°C (rysunki B.11a, B.12a (źródło: Załącznik B (CD))). Najbardziej nagrzewaną była część środkowa, na powierzchni panelu słonecznego. Obliczono współczynniki przejmowania ciepła na styku powierzchni ogniwa słonecznego z przepływającym czynnikiem roboczym FC-72 z grupą 18 minikanalów. Maksymalna wartość współczynnika przejmowania ciepła wynosiła 350 W/(m²K) dla gęstości strumienia ciepła 400 W/m² (rysunek B.12b ((źródło: Załącznik B (CD))) natomiast dla 1000 W/m² wartość maksymalna była wyższa o 100 W/(m²K) (rysunek B.12b (źródło: Załącznik B (CD))).

Panele słoneczne są bardziej wydajne wytwarzając energię elektryczną, gdy są chłodniejsze. Wysoka temperatura może powodować spadek wydajności paneli, dlatego chłodzenie ich może pomóc utrzymać je w optymalnej temperaturze pracy. Chłodzenie paneli słonecznych może również przyczynić się do zwiększenia ich efektywności. Gdy panele są chłodniejsze, zmniejsza się ryzyko degradacji materiałów, co może prowadzić do dłuższej żywotności paneli i utrzymania ich wydajności na wysokim poziomie przez dłuższy czas. Chłodzenie minikanalami może nie tylko podtrzymać temperaturę paneli słonecznych, ale także pomóc w zwiększeniu ich efektywności, szczególnie w warunkach wysokich temperatur otaczającego powietrza.

A.2. Analiza błędów pomiarowych

A.2.1. Moduł z płytą grzejną z dwoma równoległymi minikanalami

System akwizycji danych pomiarowych

Pomiary ciśnienia, temperatury, przepływu czynników roboczych, napięcia i natężenia prądu rejestrowano za pomocą dwóch stacji danych pomiarowych. Stacja akwizycji *DaqLab/2005* firmy *IOtech*, przeznaczona jest do pracy w laboratoriach (tabela B.6 załącznik B (CD)). Stacja podłączona jest do komputera *PC* za pomocą interfejsu sieciowego Ethernet, w którym prędkość przesyłania danych wynosi 200 próbek na sekundę. Oprogramowanie *DaqView*, które zostało dołączone do zestawu stacji, umożliwia skonfigurowanie urządzenia, rejestrację, podgląd oraz zapis danych w formacie tekstowym *.txt oraz binarnym *.bin. Natomiast drugą stacją akwizycji danych MCC SC-1608G Series firmy *Measurement Computing* (tabela B.6 załącznik B (CD)), rejestrowano ciśnienie na wlocie/wylocie z kanału, natężenie i napięcie prądu oraz przepływ czynnika roboczego. Do stacji dołączono oprogramowanie *DaQami* do zbierania danych pomiarowych w formacie pliku *.csv (program Excel).

Zestaw pomp

Na stanowisku badawczym do badań eksperymentalnych zastosowano dwie pompy. Jedną do obiegu czynnika roboczego gorącego - zębatą z silnikiem typ SK 63S/2 TF firmy *Nord* z przekładnicą częstotliwości *Nordac SK 500E* wykorzystywaną stale na stanowisku eksperymentalnym. Pompa zębata może tłoczyć czynnik roboczy o maksymalnej temperaturze 80°C. Posiada ona następujące parametry: 2-biegunowy silnik, moc 0,18 kW, sprawność 59,5%, prędkość obrotową 2715 obr/min, napięcie prądu 400 V, moment rozruchowy 0,63 Nm. Oraz drugą pompę do obiegu zimnego magnetyczną zębatą *MICROPUMP GZD.Q57.JDS-B38* z magnetycznym sprzęgłem separującym silnik od pompy. Posiada ona następujące parametry: 3-biegunowy silnik, moc 80 W, sprawność 80,7%, maksymalna prędkość obrotowa 5000 obr/min, napięcie prądu 20 - 30 V, moment rozruchowy 0,43 Nm, prędkość bez obciążenia (przy sterowaniu 25°C, 24 V i 5 V).

Temperatura na wlocie/wylocie z kanału - pomiar za pomocą termopar (TC)

W wykonanych badaniach za pomocą termoelektrycznych czujników temperatury - termopar typu K firmy *Czaki Thermo-product* [S2] o grubości termopary 0,5 mm tabela 5.3 w rozdziale 5, rejestrowano temperaturę na wlocie i wylocie kanału oraz na powierzchni płyty środkowej miedzianej oraz srebrnej. Termopary reagują na zmianę temperatury, zmianą siły termoelektrycznej [S2]. Termopary wykorzystują zjawisko termoelektryczne, które polega na wytworzeniu siły termoelektrycznej na skutek różnicy temperatur między dwoma spoinami: pomiarową (połączone końce termoelementu) i odniesienia (wolne końce termoelementu) [S2]. Do wyznaczenia niepewności pomiarowej dla termopar użyto wzoru [144]:

$$\Delta T_{temp} = \sqrt{(\Delta T_{aT})^2 + (\Delta T_{mod})^2 + (\Delta T_{st})^2 + (\Delta T_{TC1-2})^2} \quad (A.1)$$

gdzie: ΔT_{mod} - błąd pomiaru temperatury dla termopary typu K podłączonej do modułu stacji, ΔT_{aT} - błąd odczytu dla wszystkich typów termopar, ΔT_{st} - błąd odczytu stacji pomiarowej DaqLab/2005 dla temperatury maksymalnej, ΔT_{TC1-2} - błąd temperatur na termoparach [144].

Tabela A.1 Parametry oraz odpowiadające im wartości błędu pomiaru termopar podłączonych do stacji akwizycji danych DaqLab/2005

Parametr	Wartość
Błąd pomiaru temperatury termopary typu K z maksymalnego zakresu temperatury $T_{TC, max} = 150^\circ\text{C}$ podłączonej do modułu stacji	$\Delta T_{mod} = 0,075^\circ\text{C}$
Błąd odczytu dla wszystkich typów termopar	$\Delta T_{aT} = 0,10^\circ\text{C}$
Błąd odczytu stacji pomiarowej DaqLab/2005 wynosi $\epsilon T_{st} = 0,02\%$ dla zakresu temperatury maksymalnej $T_{max} = 150^\circ\text{C}$	$\Delta T_{st} = 0,03^\circ\text{C}$
Najwyższe różnice wartości temperatur na termoparach	$\Delta T_{TC1-2} = 0,29^\circ\text{C}$
Błąd pomiaru temperatury termopary	$\Delta T_{temp} = \pm 0,32^\circ\text{C}$

Błąd pomiaru masowego natężenia przepływu

Pomiary masowego natężenia przepływu w eksperymentach przeprowadzono przy użyciu przepływomierza masowego typu *Coriolis - Endress Hauser Proline Promass A100*, współpracującego z przetwornikiem i stacją akwizycji *DaqLab 2005*. Błąd pomiaru przepływu masowego składa się z błędu przepływomierza *Coriolisa* oraz modułu pomiarowego:

$$\Delta Q_m = \sqrt{\Delta Q_{m, mod}^2 + \Delta Q_{m, p, max}^2 + \Delta Q_{m, st, max}^2} \quad (A.2)$$

gdzie: $\Delta Q_{m, mod}$ - błąd pomiaru masowego natężenia przepływu modułu pomiarowego 8B32-01 stacji DaqLab/2005, $\Delta Q_{m, p, max}$ - błąd pomiaru przepływu masowego dla maksymalnego punktu pomiarowego, $\Delta Q_{m, st, max}$ - błąd odczytu stacji pomiarowej DaqLab/2005 dla maksymalnego natężenia przepływu.

Tabela A.2 Podstawowe parametry oraz odpowiadające im wartości wyznaczenia niepewności pomiarowej przepływomierza masowego typu *Coriolis - Endress Hauser Proline Promass A100*

Parametr	Wartość
Średnica nominalna	$d = 4\text{mm}$
Maksymalne ciśnienie czynnika roboczego	$p_{max} = 400\text{ bar}$
Temperatura maksymalna czynnika roboczego	$T_{max} = +205^\circ\text{C}$
Maksymalne natężenie przepływu	$Q_{m, max} = 450\text{ kg/s}$
Maksymalny błąd pomiaru masowego natężenia przepływu wartości wskazywanej	$\epsilon Q_{m, max} = 0,10\%$
Maksymalna wartość natężenia przepływu, dla którego były wykonywane badania	$Q_{m, p, max} = 0,0088\text{ kg/s}$

Tabela A.2 Podstawowe parametry oraz odpowiadające im wartości wyznaczenia niepewności pomiarowej przepływomierza masowego typu Coriolis (cd.)

Błąd pomiarowy dla maksymalnej wartości natężenia przepływu, dla którego były wykonywane badania	$\Delta Q_{m,p} = 8,8 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
Błąd pomiaru masowego natężenia przepływu dla przepływomierza podłączonego do modułu pomiarowego 8B32-01 stacji DaqLab/2005, którego błąd odczytu wynosi 0,005% z zakresu pomiarowego	$\Delta Q_{m,mod} = 8,33 \cdot 10^{-7} \text{ kg/s}$
Maksymalne masowe natężenie przepływu dla stacji akwizycji danych	$Q_{m,st,max} = 60 \text{ kg/s}$
Błąd odczytu dla stacji akwizycji danych	$\epsilon_{st} = 0,024\%$
Błąd pomiaru stacji akwizycji danych	$\Delta Q_{m,st} = 4,0 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
Całkowity błąd pomiaru masowego natężenia przepływu	$\Delta Q_m = 9,704 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$

Przepływomierz magnetyczny SM6000 na drugim obiegu zimnym z wodą posiada błąd pomiaru przepływu masowego w zakresie pomiarowym od $Q_{m,min} = 0,00167 \text{ kg/s}$ do $Q_{m,max} = 0,42 \text{ kg/s}$. Błąd pomiaru przepływu masowego składa się z błędu przepływomierza magnetycznego oraz modułu pomiarowego i stacji akwizycji:

$$\Delta Q_m = \sqrt{\Delta Q_{m,mod}^2 + \Delta Q_{m,st}^2 + \Delta Q_{m,p}^2} \quad (\text{A.3})$$

gdzie: $\Delta Q_{m,mod}$ - błąd pomiaru masowego natężenia przepływu modułu pomiarowego 8B32-01 stacji DaqLab/2005, $\Delta Q_{m,st}$ - błąd odczytu stacji pomiarowej DaqLab/2005 dla maksymalnego natężenia przepływu, $\Delta Q_{m,p}$ - błąd dokładności dla pełnego zakresu pomiarowego masowego natężenia przepływu.

Tabela A.3 Podstawowe parametry oraz odpowiadające im wartości wyznaczenia błędu pomiarowego przepływomierza magnetycznego SM6000

Parametr	Wartość
Maksymalny zakres pomiarowy przepływomierza magnetycznego SM6000	$Q_{m,max} = 0,4167 \text{ kg/s}$
Powtarzalność pomiaru (<i>MEW</i> – ang. <i>Maximum Extended Value</i>)	$\epsilon_{MEW} = \pm 0,20\%$
Błąd wartości mierzonej (<i>MW</i> – ang. <i>Measured Value</i>)	$\epsilon_{MW} = \pm 0,8\%$
Błąd pełnego zakresu pomiarowego	$\epsilon_{b,p} = \pm 0,5\%$
Maksymalna wartość masowego natężenia przepływu mierzona podczas pomiaru	$Q_{m,max} = 0,0088 \text{ kg/s}$
Błąd pomiarowy dla maksymalnej wartości natężenia przepływu, dla którego były wykonywane badania	$\Delta Q_{m,p} = 0,0000704 \text{ kg/s}$
Błąd pomiarowy dla pełnego zakresu pomiarowego masowego natężenia przepływu	$\Delta Q_{m,MEW} = 0,000044 \text{ kg/s}$
Błąd pomiaru stacji akwizycji	$\Delta Q_{m,st} = 4,0 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$
Błąd pomiaru masowego natężenia przepływu modułu pomiarowego 8B32-01 modułu stacji DaqLab/2005	$\Delta Q_{m,mod} = 8,33 \cdot 10^{-7} \text{ kg/s}$
Całkowity błąd pomiaru przepływu masowego	$\Delta Q_m = 8,314 \cdot 10^{-5} \text{ kg/s}$

Pomiar ciśnienia na wlotach i wylotach z minikanalów

Przetwornik ciśnienia A-10 firmy Wika

Podczas badań eksperymentalnych pomiar ciśnienia atmosferycznego oraz pomiar ciśnienia na wlocie/wylocie z minikanalu zimnego rejestrowano za pomocą przetwornika ciśnienia A-10 firmy Wika. Błąd pomiaru ciśnienia całkowitego na wlocie do minikanalu Δp_{we} można przedstawić według równania:

$$\Delta p_{we} = \sqrt{\Delta p_{pb,we}^2 + \Delta p_{pt}^2 + \Delta p_{mod}^2 + \Delta p_{st}^2} \quad (A.4)$$

gdzie: $\Delta p_{pb,we}$ – błąd pomiaru ciśnienia barometrycznego na wlocie, Δp_{pt} – błąd pomiaru nadciśnienia, Δp_{mod} – błąd dokładności modułu pomiarowego, Δp_{st} – błąd dokładności pomiaru stacji akwizycji.

Tabela A.4 Podstawowe parametry przetwornika ciśnienia Wika A-10 z obliczonymi błędami pomiarowymi

Parametr	Wartość
Zakres pomiaru	0 -10 bar
Klasa dokładności przetwornika ciśnienia Wika A-10	1% (0,5% <i>BFSL</i> - linia najlepszego dopasowania)
Zakres nadciśnienia podczas badań	$P_{min} = 0$ bar i $P_{max} = 1,6$ bar
Maksymalny nieliniowy błąd 1% z maksymalnego zakresu pomiarowego	1% z 10 bar, czyli $\Delta p_{pb} = 0,1$ bar
Rodzaje wyjść sygnału	analogowe (4-20 mA, 0-10 V), cyfrowe (RS-485, CAN, Profibus)
Zasilanie przetwornika	w zakresie od $U_{min} = 10$ V do $U_{max} = 30$ V DC
Temperatura pracy	od $T_{min} = 0$ do $T_{max} = +80^\circ\text{C}$
Najwyższa wartość ciśnienia podczas badań eksperymentalnych	$p_{max} = 1,6$ bar
Minimalny błąd pomiaru	$\Delta p_{t,min} = 0,0002$ bar
Maksymalny błąd pomiaru	$\Delta p_{t,max} = 0,016$ bar
Błąd odczytu modułu podłączonego do stacji	$\epsilon p_{mod} = \pm 0,005\%$
Błąd pomiaru ciśnienia modułu pomiarowego 8B32-01 modułu stacji DaqLab/2005	$\Delta p_{mod} = 0,001$ bar
Błąd odczytu ciśnienia dla stacji akwizycji danych z zakresu pomiarowego	$\epsilon p_{st} = 0,024\%$
Błąd pomiaru ciśnienia dla stacji z zakresu pomiarowego 1,6 bar	$\Delta p_{st} = 0,000384$ bar
Błąd pomiaru ciśnienia całkowitego na wlocie	$\Delta p_{we} = 0,101276$ bar

Przetwornik ciśnienia Cerabar S, PMP71

Pomiar ciśnienia na wlocie/wylocie z kanału gorącego był mierzony również za pomocą przetworników ciśnienia Cerabar S, PMP71 firmy Endress+Hauser z zakresem pomiarowym $0 \div 10$ bar.

Podczas wykonywania badań zakres pomiaru nadciśnienia mieścił się w przedziale od $p_{min} = 0$ do $p_{max} = 1,6$ bar, z związku z tym przewężenie wynosiło 6:1, dokładność pomiarowa to: $\epsilon p_p = \pm 0,05\%$ z zakresu pomiarowego maksymalny błąd pomiaru wynosi:

$$\Delta p_{t,max} = \frac{(1,6 \text{ bar} \cdot 0,05\%)}{100} = 0,0008 \text{ bar} \quad (\text{A.5})$$

Tabela A.5 Podstawowe parametry przetwornika ciśnienia Cerabar S, PMP71 firmy Endress+Hauser z obliczonymi błędami pomiarowymi

Parametr	Wartość
Przedział pomiarowy przetwornika ciśnienia	$p_{min} = 0$ i $p_{max} = 10$ bar
Przedział zasilania przetwornika	od $U_{min} = 10$ V do $U_{max} = 30$ V
Temperatura pracy przetwornika	od $T_{min} = 25^\circ\text{C}$ do $T_{max} = +55^\circ\text{C}$
Błąd w warunkach referencyjnych, w przypadku, gdy zakres pomiarowy nie został przewężony	$\epsilon p_{b,ref} = \pm 0,025\%$
Najwyższa wartość ciśnienia podczas badań eksperymentalnych	$p_{max} = 1,6$ bar
Błąd pomiaru dla zakresu pomiarowego przetwornika ciśnienia	$\Delta p_b = 0,5\% \cdot 1,6 \text{ bar} = 0,0299 \text{ bar}$
Błąd pomiaru przy zwężeniu 6:1	$\epsilon p_p = 0,05\%$
Maksymalny błąd pomiaru	$\Delta p_p = 0,05\% \cdot 1,6 \text{ bar} = 0,008 \text{ bar}$
Dolna granica wartości nadciśnienia mierzonych parametrów dla zakresu pomiarowego przy zwężeniu 6:1	$p_{min} = \frac{1,6 \text{ bar}}{6} = 0,2667 \text{ bar}$
Maksymalna dokładność pomiaru	$\Delta p_{p,max} = 0,016 \text{ bar}$
Błąd pomiaru na wyjściu urządzenia	$\Delta p_{p,wy} = \frac{0,008 \text{ bar}}{0,2667 \text{ bar}} = 0,0299 \text{ bar}$

Przewężenie wynosi 6:1 co oznacza, że ciśnienie na wyjściu z przetwornika jest zmniejszone o 6 razy w stosunku do ciśnienia na wejściu. Następnie przetwornik był podłączony do modułu pomiarowego 8B32-01 firmy DATAFORTH (Tabela A.6).

Tabela A.6 Podstawowe parametry modułu pomiarowego 8B32-01 firmy DATAFORTH z obliczonymi błędami pomiarowymi

Parametr	Wartość
Zakres wejściowy modułu pomiarowego	od $I_{max} = 4$ mA do $I_{min} = 20$ mA
Zakres wyjściowy modułu pomiarowego	od $U_{min} = 0$ V do $U_{max} = +5$ V
Błąd odczytu modułu pomiarowego	$\epsilon p_{mod} = \pm 0,05\%$ z zakresu pomiarowego, czyli $\Delta p_{b,mod} = 0,0008 \text{ bar}$
Błąd odczytu ciśnienia dla stacji	$\epsilon p = \pm 0,024\%$ z zakresu pomiarowego 1,6 bar to $\Delta p_{st} = 0,000384 \text{ bar}$
Błąd bezwzględny pomiaru ciśnienia barometrycznego	$\Delta p_{pb} = 0,0299 \text{ bar}$
Błąd pomiaru ciśnienia podłączonego modułu	$\Delta p_{mod} = \pm 0,003 \text{ bar}$
Błąd pomiaru ciśnienia całkowitego na wejściu	$\Delta p_{c,we} = 0,030045 \text{ bar}$

Błąd pomiaru gęstości strumienia ciepła

Gęstość strumienia ciepła na ścianie płyty grzejnej obliczono na podstawie wzoru (A.9), z wykorzystaniem mocy elektrycznej dostarczonej do płyty [180]:

$$\Delta q_{w,H} = \sqrt{\left(\frac{\partial q}{\partial I} \Delta I\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial \Delta U} \Delta(\Delta U)\right)^2 + \left(\frac{\partial q}{\partial A_H} \Delta A_H\right)^2} \quad (\text{A.6})$$

Błędy bezwzględne poszczególnych pomiarów określono z dokładności użytych przyrządów pomiarowych i wyniosły one: ΔI – bezwzględny błąd amperomierza oraz klasy dokładności bocznika, które wpływają na błąd bezwzględny pomiaru natężenia prądu.

$$\Delta I = \sqrt{(0,16)^2 + (0,8)^2 + (0,10)^2} = 0,19 \text{ A} \quad (\text{A.7})$$

Tabela A.7 Podstawowe parametry modułu pomiarowego 8B32-03 firmy DATAFORTH z błędami pomiarowymi napięcia

Parametr	Wartość
Zakres wejściowy modułu pomiarowego	od 4 mA do 20 mA
Zakres wyjściowy modułu pomiarowego	od -5 V do +5 V
Błąd odczytu	$\epsilon_{mod} = \pm 0,05\%$ z zakresu pomiarowego, od -100mV do 100mV, od -5 V do +5 V
Błąd bezwzględny pomiaru napięcia elektrycznego	$\pm 0,005\%$ z zakresu pomiarowego od -60 A do 60 A i wyjściowym od -5 do 5V dla maksymalnego odczytu 8 V bar to $\Delta V = 4 \cdot 10^{-3} \text{ V}$

Tabela A.8 Podstawowe parametry długości i szerokości płyty grzejnej z błędami pomiarowymi gęstości strumienia ciepła

Parametr	Wartość
Błąd bezwzględny długości i szerokości powierzchni grzejnej	$\Delta L_w = 2,8 \cdot 10^{-5} \text{ m}$
Gęstość strumienia ciepła dla pojedynczego kanału o najniższej wartości z wszystkich serii pomiarowych	$q_{w,H} = 3,39 \text{ kW/m}^2$
Błąd bezwzględny dla gęstości strumienia ciepła	$\Delta q_{w,H} = 0,323 \text{ kW/m}^2$
Błąd względny dla gęstości strumienia ciepła	$\epsilon q_{w,H} = \frac{\Delta q_{w,H}}{q_{w,H}} \cdot 100\% = 9,52\%$

Błąd pomiaru lokalnego współczynnika przejmowania ciepła

Lokalny współczynnik przejmowania ciepła zależy od: λ_H - współczynnika przewodzenia ciepła płyty grzejnej, δ_H - grubości powierzchni płyty grzejnej, $T_{w,H,IR}(x)$ - lokalnej temperatury powierzchni grzejnej, $T_{FC,lin}(x)$ - temperatury czynnika robocznego, A_H - pola powierzchni płyty grzejnej, $q_{w,g}$ - gęstość strumienia ciepła. Metodologia obliczania średniego błędu kwadratowego lokalnego współczynnika

$\alpha_{12,1D}$ została oparta na podejściu przedstawionym w pracy [174]. W szczególności przyjęte wzory oraz algorytm postępowania zostały zaadaptowane z tej publikacji, co pozwoliło na uzyskanie wyników zgodnych z założeniami teoretycznymi opisanymi przez autorów. Adaptacja ta obejmuje zarówno sposób wyznaczania lokalnych współczynników, jak i późniejszą analizę błędów poprzez zastosowanie średniego błędu kwadratowego. Średni błąd kwadratowy lokalnego współczynnika przejmowania ciepła przedstawiono w publikacji [178] oraz w artykule [92]. W tabeli A.9 przedstawiono przykładowe wartości średniego błędu względnego dla strumienia ciepła i lokalnego współczynnika przejmowania ciepła dla podejścia jednowymiarowego z wykorzystaniem poszczególnych pochodnych cząstkowych.

Tabela A.9 Wartości średniego błędu względnego dla podejścia jedno-wymiarowego oraz dla czterech przykładowych strumieni ciepła

Nastawa strumienia ciepła	$q_{w,H}$ [%]	$\alpha_{12,1D}$ [%]
#1	1,41	12,93
#2	1,11	9,46
#3	0,93	8,82
#4	0,08	8,93

A.2.2. Moduł z ogniwem solarnym z grupą minikanalów

System akwizycji danych pomiarowych

Pomiary temperatury, ciśnienia, przepływu czynników roboczych, napięcia i natężenia prądu rejestrowano za pomocą dwóch stacji akwizycji danych pomiarowych tabela B.6 (załącznik B (CD)). Stacja akwizycji *DaqLab/2005* firmy *IOtech* przeznaczona jest do pracy w laboratoriach. Stacja podłączona jest do komputera *PC* za pomocą interfejsu *Ethernet* oraz zainstalowano oprogramowanie *DaqView*, umożliwiające skonfigurowanie urządzenia, rejestrację, podgląd oraz zapis danych w formacie *.txt oraz *.bin. Błąd pomiaru napięcia całkowitego obliczono sumując błędy pomiaru dla napięcia z obu źródeł stacji akwizycji i ogniwa *PV* (tabela A.10).

Tabela A.10 Podstawowe parametry stacji akwizycji IOTECH-DAQBOARD-3000 z błędami pomiarowymi dla pomiaru napięcia

Parametr	Wartość
Błąd pomiaru dla napięcia stacji akwizycji	$\epsilon U = \pm 0,1\%$, z odczytu + 0,005 V
Maksymalne napięcie prądu z pomiaru ogniwa <i>PV</i>	$U_{mp,PV} = 0,557$ V
Maksymalna wartość napięcia otwartego obwodu dla badanego ogniwa <i>PV</i>	$U_{PV} = 0,649$ V
Błąd bezwzględny dla maksymalnego zakresu pomiaru napięcia ogniwa <i>PV</i> podłączonego do stacji akwizycji	$\Delta U_{max} = \pm 0,005557$ V
Błąd bezwzględny, uwzględniający błąd pomiaru stacji	$\Delta U_{st,max} = 0,097557$ V
Błąd bezwzględny dla minimalnego zakresu napięcia	$\Delta U_{p,min} = \pm 0,005237$ V
Błąd względny dla górnej granicy pomiaru napięcia ogniwa słonecznego	$\epsilon U_{max} \approx \pm 0,1\%$
Błąd względny dla dolnej granicy pomiaru napięcia ogniwa słonecznego	$\epsilon U_{min} = 2,21\%$
Błąd pomiaru napięcia całkowitego	$\Delta U_c = \sqrt{(0,005557 \text{ V})^2 + (0,005 \text{ V})^2 + (0,097557 \text{ V})^2} = 0,0978 \text{ V}$

Pomiar ciśnienia

Przetwornik ciśnienia *Wika* A-10 posiada zakres pomiarowy 0-10 bar. Błąd pomiaru *Wika* A-10 wynosi 1%. Stacja akwizycji danych *IOTECH-DAQBOARD-3000* wykorzystuje sygnał analogowy do pomiaru, a jej błąd pomiaru wynosi zwykle $\epsilon_{st} = 0,03\%$ z odczytu oraz $\epsilon_{b,st} = 0,002\%$ z pełnego zakresu pomiarowego. Błąd pomiaru

ciśnienia całkowitego na wlocie, obliczono z błędu pomiaru ciśnienia barometrycznego na wlocie oraz błędu pomiaru nadciśnienia modułu pomiarowego według *IOTECH-DAQBOARD-3000*, możemy odczytać z tabeli B.6 (Załącznik B (CD)).

Tabela A.11 Podstawowe parametry przetwornika ciśnienia Wika A-10 połączonego z stacją akwizycji danych *IOTECH-DAQBOARD-3000* z obliczonymi błędami pomiarowymi

Parametr	Wartość
Przedział pomiarowy	$p_{\min} = 0 \text{ bar}$ $p_{\max} = 10 \text{ bar}$
Klasa dokładności przetwornika ciśnienia Wika A-10	1% (0,5%, <i>BFSL</i> - linia najlepszego dopasowania)
Błąd maksymalny nadciśnienia dla przetwornika	$\Delta p_{\max} = 0,1 \text{ bar}$
Rodzaje wyjść sygnału	Analogowe: (4-20 mA, 0-10 V), cyfrowe: (RS-485, CAN, Profibus)
Zasilanie przetwornika	w zakresie: od $U_{\min} = 10 \text{ V}$ do $U_{\max} = 30 \text{ V}$, DC
Temperatura pracy	od $T_{\min} = 0^{\circ}\text{C}$ do $T_{\min} = +80^{\circ}\text{C}$
Błąd pomiaru stacji akwizycji danych	$\epsilon_{st} = 0,03\%$ z odczytu oraz $\epsilon_{b,st} = 0,002\%$ z pełnego zakresu pomiarowego
Najwyższa wartość ciśnienia podczas badań eksperymentalnych	$p_{\max} = 0,6 \text{ bar}$
Maksymalny błąd pomiarowy nadciśnienia dla stacji akwizycji danych	$\Delta p_{st,\max} = 0,00038 \text{ bar}$
Maksymalny błąd odczytu z pomiaru	$\Delta p_{t,\max} = 0,006 \text{ bar}$
Błąd pomiaru ciśnienia całkowitego na wlocie	$\Delta p_{we} = \sqrt{(0,1)^2 + (0,00038)^2 + (0,006)^2} = 0,10018 \text{ bar}$

Pomiar natężenia prądu miernikiem laboratoryjnym

Maksymalna wartość pomiaru ogniwa słonecznego *PV* to $I_{PV,\max} = 8,85 \text{ A}$ natomiast miernika laboratoryjnego którego maksymalny zakres pomiaru natężenia prądu wynosi $I_{\max} = 20 \text{ A}$ błąd pomiaru miernika laboratoryjnego UT8803E wynosi $\epsilon I = \pm 0,5\%$. W pierwszej kolejności obliczono błąd pomiaru dla maksymalnego zakresu pomiarowego natężenia $\Delta I_{\max} = 20 \text{ A}$, którego wartości przedstawiono w tabeli A.12.

Tabela A.12 Podstawowe parametry pomiaru natężenia prądu dla miernika laboratoryjnego

Parametr	Wartość
Zakres pomiarowy	$I_{\min} = 0 \text{ A}$ i $I_{\max} = 20 \text{ A}$
Maksymalny pomiar natężenia prądu podczas pomiaru	$I_{p,\max} = 8,853 \text{ A}$
Błąd pomiarowy dla maksymalnej wartości natężenia prądu, dla którego były wykonywane badania	$\Delta I_{p,\max} = 0,044265 \text{ A}$
Błąd pomiaru miernika laboratoryjnego UT8803E	$\epsilon I = \pm 0,5\%$
Błąd pomiaru dla maksymalnego zakresu pomiarowego natężenia prądu	$\Delta I_{\max} = 0,1 \text{ A}$
Całkowity błąd pomiaru natężenia prądu	$\Delta I_c = 0,10937 \text{ A}$

Pomiar natężenia światła

Foto-radiometr Delta OHM HD2102.1 [S14] umożliwia pomiar natężenia światła widzialnego (380-780 nm) oraz promieniowania elektromagnetycznego w zakresie *UV* (280-400 nm) i podczerwieni (780-1100 nm). Dołączona fotometryczna sonda LP471PHOT do pomiaru natężenia oświetlenia. Zakres spektralny zgodny ze standardową krzywą fotopową $V(\lambda)$. Zakres pomiarowy: oświetlenia 0,01 - 199,99 klux, luminancji: 0,1 - 1999,9 · 10³ cd/m², promieniowania: 0,0001 - 1999,9 W/m². Urządzenie to cechuje wysoka dokładność pomiaru, wynosząca ±2% lub ±0,02 W/m². Błąd pomiarowy dla foto-radiometru wynosi ±2°C dla pomiarów temperatury powietrza. Częstotliwość próbkowania umożliwia rejestrację pomiarów w trybie ciągłym lub z częstotliwością od 1 do 3600 pomiarów na godzinę [S14].

Obliczono całkowity błąd pomiaru dla sondy LP471PHOT oraz foto-radiometru Delta OHM HD2102.1 [S14], wzięto pod uwagę błędy pomiarowe obu urządzeń oraz temperaturę otoczenia (Tabele: A.13, A.14).

Tabela A.13 Podstawowe parametry pomiaru natężenia światła dla foto-radiometru Delta OHM HD2102.1 oraz dla sondy LP471PHOT z błędami pomiarowymi

Parametr	Wartość
Sonda LP471PHOT	
Błąd kalibracji	<4%
Błąd zgodności charakterystyki	<8%
Błąd charakterystyki kosinusowej	<3%
Błąd liniowości	<1%
Błąd przyrządu	<0,5%
Zmienność termiczna	<0,05%/K
Zmienność termiczna po roku	<1%
Zakres pomiaru sondy lux	0,10 lux ÷ 200 · 10 ³ lux
Temperatura otoczenia	T_s = od 18°C do 50°C
Foto-radiometr Delta OHM HD2102.1	
Błąd pomiaru	$\epsilon E_{Fr} = \pm 2\%$ lub $\pm \Delta E_{Fr} = 0,02 \text{ W/m}^2$ w zależności od zakresu pomiarowego

Tabela A.14 Całkowity błąd pomiaru dla sondy LP471PHOT oraz całkowity błąd foto-radiometru Delta OHM HD2102.1 [S14]

Natężenie światła	2000 W/m ²	1800 W/m ²	1400 W/m ²	1000 W/m ²	800 W/m ²	400 W/m ²
Błąd pomiaru sondy LP471PHOT, ΔE_{lp}	0,4031	0,1076	0,197	0,182	0,178	0,143
Błąd pomiaru foto-radiometru Delta OHM HD2102.1, ΔE_{Fr}	40	36	28	20	16	8
Całkowity błąd pomiaru, ΔE_c	40,002	36,67	28,01	20,001	16,03	8,002

Zestaw pomp

Na stanowisku badawczym do badań eksperymentalnych z modułem solarnym zastosowano dwie pompy magnetyczne zębate MICROPUMP GZD.Q57.JDS-B38 osobno do minikanalu gorącego oraz zimnego. Parametry pompy zostały przedstawione w rozdziale A.2.1.

Parametry pomiarowe dla kamer termowizyjnych

Tabela A.15 Tabela z parametrami pomiarowymi dla kamery termowizyjnej *Flir A655SC* (kamera termowizyjna ustawiona pod kątem 90° do płyty grzejnej modułu)

Typ kamery termowizyjnej	<i>Flir A655SC</i>
Emisyjność powierzchni płyty grzejnej (naniesiona czarna farba)	0,97
Rozdzielczość detektora (kamery)	640x480 pikseli
Odległość od kamery do powierzchni płyty grzejnej	0,7 m
Kąt nachylenia kamery względem powierzchni płyty grzejnej	90°
Temperatura otoczenia	Z zakresu 21,2°C ÷ 34,3°C
Kalibracja kamery	Automatyczna
Warunki atmosferyczne podczas pomiaru	Warunki laboratoryjne, wilgotność względna w zakresie 26% ÷ 38%
Czas trwania pomiaru	5 pomiarów po 180 s

Tabela A.16 Tabela z parametrami pomiarowymi dla kamery termowizyjnej *Flir E60* (kamera termowizyjna ustawiona pod kątem 30° do płyty grzejnej modułu)

Typ kamery termowizyjnej	<i>Flir E60</i>
Emisyjność powierzchni <i>PV</i> (szkło)	0,85
Rozdzielczość detektora (kamery)	320x240 pikseli
Odległość od kamery do powierzchni płyty grzejnej	0,6 m
Kąt nachylenia kamery względem powierzchni ogniwa słonecznego (rysunek B.10b (źródło załącznik B))	30°
Temperatura otoczenia	z zakresu 22,1°C - 37,2°C
Kalibracja kamery	Automatyczna
Warunki atmosferyczne podczas pomiaru	Warunki laboratoryjne, wilgotność względna w zakresie 25% - 38%
Czas trwania pomiaru	6 pomiarów po 180 s

Luksometr *Voltcraft PL-1105SM* posiada następujące parametry: zakres pomiarowy promieniowania słonecznego: 0 - 1999 W/m², dokładność pomiaru: ± 10 W/m² lub ± 5 %, rozdzielczość: 0,1 W/m², częstotliwość próbkowania: 1,5 na sekundę, temperatura robocza: od 0°C do 50°C zakres wilgotności względnej: od 0% do 80% [S13].

Termometr cyfrowy GM1312 wykorzystywany na stanowisku pomiarowym do pomiaru temperatury otoczenia, który umożliwia pomiar temperatury w szerokim zakresie dla termopar typu K od: -200 do 1372 °C. Podstawowe parametry tego urządzenia: rozdzielczość pomiaru: $0,1^{\circ}\text{C} / ^{\circ}\text{F} < 1,000^{\circ}$, $1,0^{\circ}\text{C} / ^{\circ}\text{F} \geq 1,000^{\circ}$, dokładność pomiaru: $\pm 0,1\% + 0,6^{\circ}\text{C}$ tryb pomiaru: pojedynczy lub ciągły.

Przepływomierz magnetyczny IFM Electronic SM6000 przeznaczony jest do pomiaru przepływu płynów przemysłowych, takich jak woda, olej, środki chłodzące itp. Najważniejsze parametry techniczne urządzenia to: zakres pomiarowy: $0 - 60 \text{ m}^3/\text{h}$, średnica nominalna: DN6 - DN65, dokładność pomiaru: $\pm 0,3\%$ (dla pełnego zakresu pomiarowego), zakres temperatury pracy: od -20°C do $+60^{\circ}\text{C}$, zakres ciśnienia pracy: od -1 do 16 bar, sygnał wyjściowy: impulsowy, $4-20 \text{ mA}$, HART, Certyfikaty: ATEX, IECEx, EAC, CE.

Przepływomierz turbinowy Equflow 0045SBP01XA jest urządzeniem służącym do pomiaru przepływu cieczy na obwodzie czynnika roboczego gorącego, parametry tego urządzenia: średnica wewnętrzna: $4,6 \text{ mm}$, liniowy zakres pomiarowy: $0,1 - 2 \text{ l/min}$, zakres pomiarowy minimalny: $0,03 \text{ l/min}$, maksymalna temperatura czynnika roboczego: 60°C , ciśnienie nominalne: 16 bar, materiał korpusu: PP-GF30 (polipropylen wzmocniony włóknem szklanym), współczynnik K: $0,012 \text{ l/puls}$, urządzenie charakteryzuje się dokładnością pomiaru w granicach $\pm 1\%$ oraz powtarzalnością pomiarów na poziomie $\pm 0,25\%$

Monitoring produkcji energii: monitoring produkcji realizuje się za pomocą solarnych regulatorów napięcia. Solarny regulator napięcia *Solar 60* jest urządzeniem wykorzystywanym w systemach fotowoltaicznych do kontroli napięcia i natężenia prądu paneli słonecznych oraz magazynowania energii. Pełni on również rolę monitorowania produkcji energii. Na stanowisku badawczym zastosowano miernik multimetr laboratoryjny UT8802e ser *UNIT*, którego parametry techniczne podano na stronie producenta [S12]. Do pomiaru natężenia i napięcia prądu użyto stacji akwizycji danych pomiarowych *DaqLab/2005* firmy *IOtech*, której parametry opisano w Tabeli B.6 (załącznik B (CD)).

Akumulator SSB SBL 120-12SH opcjonalnie: to kwasowo-ołowiowy akumulator *AGM* o pojemności 120 Ah i napięciu 12 V . Wykorzystuje technologię mat szklanych, co zapewnia lepszą wydajność i nie wymaga konserwacji. Może dostarczać prąd o mocy 1440 W przez godzinę. Jest przeznaczony do pracy w różnych warunkach i może być stosowany w systemach zasilania awaryjnego, instalacjach fotowoltaicznych, łodziach i samochodach kempingowych. Podczas badań wstępnych założono, że akumulator *AGM* jest w dobrym stanie, a jego pojemność wynosi 120 Ah .

Temperatura otoczenia podczas pomiaru obudowy akumulatora wynosiła 22°C . Podczas eksperymentu podłączono z panelu słonecznego napięcie ładowania $U_{PV} = 13,88 \text{ V}$ i natężenie prądu ładowania $I_{PV} = 15 \text{ A}$ osiągnięto moc ładowania wynoszącą 208 W . Przy tak intensywnym ładowaniu oraz jednoczesnym obciążeniu grzałką o mocy 200 W zarejestrowano kamerą termowizyjną, podwyższoną temperaturę powierzchni obudowy akumulatora, która wynosiła 34°C bez chłodzenia

w warunkach laboratoryjnych. Temperatury na wejściu i wyjściu z prototypowego akumulatorowego wymiennika ciepła, używanego podczas przepływu czynnika roboczego FC-72, wynosiły odpowiednio $T_{Bs,we} = 22,5^{\circ}\text{C}$ i $T_{Bs,wy} = 24,2^{\circ}\text{C}$. W przypadku wariantu chłodzenia prototypowym wymiennikiem powierzchnię akumulatora, temperatura na wejściu wynosiła $18,7^{\circ}\text{C}$ a na wyjściu $20,2^{\circ}\text{C}$. Prototyp wymiennika ciepła akumulatorowego przedstawiono w postaci schematu w publikacji [207].

Ogniwo słoneczne: Na przedniej stronie ogniw znajduje się 5 szyn zbiorczych połączeniowych o szerokości 0,7 mm. Ogniwa posiadają aluminiową powierzchnię z tyłu oraz alkaliczną powierzchnię z teksturą z węgla krzemu na froncie. Ogniwa są testowane w standardowych warunkach: AM1.5 standardowy współczynnik masy powietrza (*AM*, ang. *air mass*, 109,870 lux, natężenie widma światła $1000,4 \text{ W/m}^2$), temperatura otoczenia 25°C . Dokładność wszystkich testów wynosi $\pm 1,5\%$ względnie w stosunku do wartości, która została zmierzona.

Komponenty elektryczne: instalacje fotowoltaiczne wymagają również kilku komponentów elektrycznych, takich jak przewody, bezpieczniki i złącza, aby zapewnić bezpieczne i wydajne przesyłanie energii elektrycznej. Prądowe wyłączniki różnicowe - chronią przed przeciążeniami i zwarciami, mają wartość 40 A. Przekrój przewodów zastosowanych na stanowisku fotowoltaicznym - wynosi od 4 mm^2 do 10 mm^2 i zależy od urządzenia oraz mocy przesyłanej do odbiornika. przewody izolowane, zastosowano izolację *PVC* lub *XLPE*. Wtyczki i gniazda - umożliwiają połączenie poszczególnych elementów instalacji fotowoltaicznej, zwykle są w standardzie MC4.

Wymienniki do chłodzenia czynników roboczych w dwóch obiegach

Tabela A.17 Tabela z parametrami wymienników płaszczowo-rurowych

Parametr	Wymiennik B130 (zimny obieg)	Wymiennik 200MF 304 60 kW (gorący obieg)
Typ wymiennika	Płaszczowo-rurowy	Płaszczowo-rurowy
Moc nominalna	130 kW	60 kW
Materiał	AISI 316L (stal kwasoodporna)	SS304 (ze stali nierdzewnej)
Zastosowanie	Woda chlorowana, solanka	Woda chlorowana, solanka
Odporność na korozję	Bardzo wysoka (316L)	Średnia (304)
Temperatura pracy	do 110°C	do 110°C
Przylącza wodne	3/4" – 1" (gwint lub kołnierze)	1 1/2" lub 1" gwintowane (typowo GZ)
Maksymalne ciśnienie	10 bar	10 bar
Ciśnienie pracy (ciepła woda)	5 bar	5 bar
Przepływ wody (zimny)	do 1,39 kg/s	do 4,17 kg/s
Przepływ wody (gorący)	do 0,56 kg/s	do 0,50 kg/s
Objętość basenu	100–250 m ³	do 250 m ³

Załącznik B (CD)**Spis ilustracji**

Załącznik B (CD)\Rysunek B.1.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.2.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.3.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.4.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.5.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.6.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.7.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.8.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.9.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.10.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.11.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.12.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.13.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.14.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.15.docx
Załącznik B (CD)\Rysunek B.16.docx

Spis tabel

Załącznik B (CD)\Tabela B.1.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.2.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.3.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.4.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.5.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.6.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.7.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.8.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.9.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.10.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.11.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.12.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.13.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.14.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.15.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.16.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.17.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.18.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.19.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.20.docx
Załącznik B (CD)\Tabela B.21.docx

B.1. Zestawienie parametrów eksperymentalnych wykonanych badań

WYKAZ TABEL

Spis tabel

Tabela 2.1 Progowe gęstości powierzchni/objętości wybranych typów kompaktowych wymienników ciepła.....	18
Tabela 2.2 Przegląd kompaktowych wymienników ciepła wraz z przykładami ich konstrukcji.....	19
Tabela 2.3 Wybrane równania kryterialne opisujące wymianę ciepła, wykorzystane we własnych obliczeniach	46
Tabela 5.1 Charakterystyka aparatury badawczej i błędy pomiarowe - stanowisko pomiarowe z dwoma minikanalami.	64
Tabela 5.2 Podstawowe parametry eksperymentalne oraz zakres ich zmienności dla modułu z dwoma minikanalami	67
Tabela 5.3 Charakterystyka aparatury badawczej i błędy pomiarowe dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów	70
Tabela 5.4. Podstawowe parametry eksperymentalne dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów oraz zakres ich zmienności, czynnik roboczy FC-72	74
Tabela 5.5 Podstawowe parametry eksperymentalne dla stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów oraz zakres ich zmienności, czynnik roboczy HFE-649.....	75
Tabela 5.6 Zestawienie parametrów eksperymentalnych (strumienia ciepła i natężenia masowego przepływu czynników w minikanalach) w procedurze badawczej, dla jednej orientacji modułu 180°, czynnik roboczy FC-72 oraz w drugiej grupie minikanalów woda.....	75
Tabela 6.1 Liczba komórek siatki poszczególnych regionów dla modułu z płytą grzejącą oraz modułu z ogniwem słonecznym	89
Tabela 7.1 Parametry znamionowe układu regulatorów ładowania	94
Tabela 7.2 Parametry znamionowe panelu i ogniwa PV	95
Tabela 7.3 Parametry znamionowe zespołu Bs i SCs.....	95
Tabela 7.4 Moc cieplna, moc elektryczna oraz sprawność cieplna dla nagrzewanego ogniwa słonecznego TSS65TN [S11] bez chłodzenia grupą minikanalów.....	103
Tabela 7.5 Główne parametry elektryczne uzyskane dla zmiennych strumieni ciepła chłodzone grupą minikanalów.....	108
Tabela 7.6 Współczynnik nieliniowości W_{nl} dla danych parametrów z pomiarów dla ogniwa słonecznego PV	109
Tabela 7.7 Przybliżona sprawność cieplna i moc użyteczna badanego modułu PVT.....	110
Tabela 7.8 Średnia temperatura czynnika roboczego na wlocie i wylocie z wymiennika PVT.....	111

Tabela 7.9 Tabela wartości temperaturowego współczynnika mocy w zależności od strumienia ciepła, różnicy temperatur, zmiany mocy maksymalnej dla pojedynczego niechłodzonego ogniwa fotowoltaicznego TSS65TN [S11].....	113
Tabela 7.10 Wpływ temperatury oraz strumienia ciepła na wartość temperaturowego współczynnika mocy dla pojedynczego ogniwa fotowoltaicznego TSS65TN [S11] chłodzonego grupą minikanalów	113
Tabela 7.11 Średnia wydajność chłodzonego ogniwa słonecznego podczas zmiany masowego natężenia przeciwprądowego przepływu czynników roboczych w grupie minikanalów, orientacja modułu 180°, płyta środkowa miedziana	117
Tabela 8.1 Maksymalne temperatury powierzchni ogniwa słonecznego z grupą minikanalów z przepływem czynnika roboczego współprądowego, przeciwprądowego oraz bez systemu chłodzenia minikanalami dla badanych wartości natężenia światła.....	147
Tabela 8.2 Własności czynników chłodniczych wybranych do badań [203] ..	181
Tabela 8.3 Parametry efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami dla przeciwprądowego przepływu czynników roboczych w gorącym minikanale przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w drugim zimnym kanale woda, płyta środkowa miedziana.....	185
Tabela 8.4 Analiza wyników z tabeli 8.3, efektywności cieplnej dotyczącej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych.....	186
Tabela 8.5 Parametry efektywności cieplnej modułu z dwoma minikanalami dla współprądowego przepływu czynników roboczych w gorącym minikanale przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w drugim kanale woda, płyta środkowa miedziana	186
Tabela 8.6 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli 8.5	187
Tabela 8.7 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli B.16 (źródło: Załącznik B (CD))	188
Tabela 8.8 Analiza wyników efektywności cieplnej modułu dla różnego natężenia przepływu czynników roboczych z tabeli B.17 (źródło: Załącznik B (CD))	189
Tabela 8.9 Parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla przeciwprądowego przepływu czynników roboczych w gorących minikanalach przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz w zimnych kanałach woda, płyta środkowa miedziana	189
Tabela 8.10 Parametry efektywności cieplnej modułu z grupą minikanalów dla współprądowego przepływu czynników roboczych. W gorących minikanalach przepływał czynnik roboczy FC-72 oraz za płytą środkową Cu w grupie kanałów przepływała woda	191
Tabela 8.11 Analiza i wnioski dotyczące efektywności cieplnej wymiennika oraz wydajność ogniwa słonecznego pod kątem masowego natężenia przepływu czynników roboczych w grupie minikanalów.....	194

Tabela A.1 Parametry oraz odpowiadające im wartości błędu pomiaru termopar podłączonych do stacji akwizycji danych DaqLab/2005	223
Tabela A.2 Podstawowe parametry oraz odpowiadające im wartości wyznaczenia niepewności pomiarowej przepływomierza masowego typu Coriolis - <i>Endress Hauser Proline Promass A100</i>	223
Tabela A.3 Podstawowe parametry oraz odpowiadające im wartości wyznaczenia błędu pomiarowego przepływomierza magnetycznego SM6000	224
Tabela A.4 Podstawowe parametry przetwornika ciśnienia Wika A-10 z obliczonymi błędami pomiarowymi	225
Tabela A.5 Podstawowe parametry przetwornika ciśnienia <i>Cerabar S</i> , PMP71 firmy <i>Endress+Hauser</i> z obliczonymi błędami pomiarowymi	226
Tabela A.6 Podstawowe parametry modułu pomiarowego 8B32-01 firmy DATAFORTH z obliczonymi błędami pomiarowymi	226
Tabela A.7 Podstawowe parametry modułu pomiarowego 8B32-03 firmy DATAFORTH z błędami pomiarowymi napięcia	227
Tabela A.8 Podstawowe parametry długości i szerokości płyty grzejnej z błędami pomiarowymi gęstości strumienia ciepła	227
Tabela A.9 Wartości średniego błędu względnego dla podejścia jedno-wymiarowego oraz dla czterech przykładowych strumieni ciepła	228
Tabela A.10 Podstawowe parametry stacji akwizycji IOTECH-DAQBOARD-3000 z błędami pomiarowymi dla pomiaru napięcia	229
Tabela A.11 Podstawowe parametry przetwornika ciśnienia Wika A-10 połączonego z stacją akwizycji danych <i>IOTECH-DAQBOARD-3000</i> z obliczonymi błędami pomiarowymi	230
Tabela A.12 Podstawowe parametry pomiaru natężenia prądu dla miernika laboratoryjnego	230
Tabela A.13 Podstawowe parametry pomiaru natężenia światła dla foto-radiometru Delta OHM HD2102.1 oraz dla sondy LP471PHOT z błędami pomiarowymi	231
Tabela A.14 Całkowity błąd pomiaru dla sondy LP471PHOT oraz całkowity błąd foto-radiometru Delta OHM HD2102.1 [S14]	231
Tabela A.15 Tabela z parametrami pomiarowymi dla kamery termowizyjnej <i>Flir A655SC</i> (kamera termowizyjna ustawiona pod kątem 90° do płyty grzejnej modułu)	232
Tabela A.16 Tabela z parametrami pomiarowymi dla kamery termowizyjnej <i>Flir E60</i> (kamera termowizyjna ustawiona pod kątem 30° do płyty grzejnej modułu)	232
Tabela A.17 Tabela z parametrami wymienników płaszczowo-rurowych	234

WYKAZ RYSUNKÓW

- Rysunek 2.1 Schemat temperatury i efektywności płytowego wymiennika ciepła : a), c) przeciwpłądowy przepływ czynników roboczych, b), d) współpłądowy przepływ czynników roboczych; opracowanie własne na podstawie [95,212] 52
- Rysunek 3.1 Klasyfikacja *PVT* hybrydowych kolektorów słonecznych; opracowanie własne na podstawie publikacji [79]..... 58
- Rysunek 3.2 Przekrój poprzeczny przykładowego modułu *PVT* opracowanie własne na podstawie publikacji [20]..... 58
- Rysunek 5.1 Widok stanowiska badawczego i jego głównych elementów: a) widok modułu testowego z profilu bocznego, widoczne wloty i wyloty z minikanalów, b) widok modułu od strony płyty grzejnej z elektrodami, c) widok stanowiska (ustawienie modułu testowego pod kątem 165° do poziomu)..... 62
- Rysunek 5.2 Schemat głównych elementów stanowiska badawczego dla przepływu płynów: a) przeciwpłądowo, b) współpłądowo; oznaczenia: 1 – moduł testowy, 2, 8 – pompa cyrkulacyjna, 3 – przetwornik ciśnienia, 4a, b – wymiennik ciepła, 5, 9 – filtry, 6a – przepływomierz masowy *Coriolisa*, 6b – przepływomierz magnetyczny, 7, 10 – separator powietrza, 11 – woltomierz, 12 – amperomierz, 13, 14 – kamery termowizyjne, 15 – komputer, 16 – stacja akwizycji danych pomiarowych, 17 – źródło zasilania 63
- Rysunek 5.3 Widok modułu testowego: a) od strony płyty zamykającej, b) od strony płyty grzejnej, c) od strony powierzchni rozwiniętej płyty grzejnej (pokazano rozmieszczenie mini wgłębień wzór geometryczny, przypominający plastry miodu, który składa się z równych sześciokątnych kształtów ułożonych obok siebie rozmiaru 0,5 mm)..... 65
- Rysunek 5.4 Schemat ideowy modułu testowego z dwoma minikanalami: 1 – minikanal gorący (FC-72), 2 – minikanal zimny (woda destylowana), 3,4 – silikonowa uszczelka obudowy zewnętrznej, 5,10 – płyta ze stopu Haynes-230, 6 – płyta miedziana, 7 – termopara, 8 – przetwornik ciśnienia, 9 – elektroda ze stopu Hastelloy X 66
- Rysunek 5.5 Położenie przestrzenne modułu testowego 67
- Rysunek 5.6 Widok stanowiska badawczego i jego głównych elementów: a) widok stanowiska z tyłu, b) widok stanowiska testowego z profilu bocznego, c) widok modułu z perspektywy przedniej 68
- Rysunek 5.7 Schemat ideowy stanowiska pomiarowego z grupą minikanalów z przepływem: a) współpłądowym, b) wycinek schematu przeciwpłądowego; 1 – moduł testowy z minikanalami, 2,8 – pompy obiegowe, 3 – przetwornik ciśnienia, 4a,b – wymiennik ciepła, 5,9 – filtry, 6a – przepływomierz turbinowy, 6b – przepływomierz magnetyczny, 7,10 – separator powietrza, 11 – amperomierz, 12 – woltomierz, 13 – kamera termowizyjna, 14 – promiennik podczerwieni, 15 – stacja akwizycji danych, 16 – komputer, 17 – lampa halogenowa, 18 – luksomierz, 19 – urządzenie do pomiaru natężenia światła (luksometr); T_s – temperatura otoczenia, p_s – ciśnienie otoczenia, R – obciążenie odbiornika 69

Rysunek 5.8. Widok modułu testowego: a) widok od strony panelu słonecznego, b) widok od strony płyty miedzianej zamykającej minikanal zimny..... 72

Rysunek 5.9 Widok warstw panelu *PV* chłodzonych minikanalami: 1 – pokrywa (aluminium PA6), 2 – płyta środkowa (miedziana), 3 – uszczelka silikonowa, 4 – płyta zewnętrzna (miedziana), 6 – ogniwo *PV*, 7 – minikanaly gorące, 8 – minikanaly zimne, 9 – wlot/wylot minikanalu gorącego, 10 – wlot/wylot minikanalu zimnego 72

Rysunek 5.10 Widok modułu testowego z minikanalami oraz płytami opracowanie w programie *Solidworks*: (a) widok elementów kompaktowego wymiennika ciepła: 1,9 – pokrywy (obudowy) aluminiowe, 2,8 – uszczelki silikonowe dociskowe, 3 – płyta miedziana *Cu* zamykająca, 4 – silikonowa uszczelka tworząca zimne minikanaly, 5 – miedziana płytka pomiędzy dwoma minikanalami, 6 – silikonowa uszczelka tworząca zimny minikanal, 7 – ogniwo słoneczne ze szkłem, (b) wizualizacja 3D przekrój poprzeczny z widokiem na minikanaly..... 73

Rysunek 6.1 Schemat modułu testowego z dwoma minikanalami dla przyjętego modelu matematycznego 1D opracowanego dla przepływu płynów roboczych: a) współprądowego, b) przeciwprądowego; Sposób ustawienia kamer termowizyjnych względem płyty grzejnej i płyty zamykającej pokazano na rysunku w części a), (schemat jest poglądowy i nie zachowuje proporcji)..... 76

Rysunek 6.2 Schemat wymiany ciepła oraz rozkładu temperatury między warstwami modułu testowego przy podejściu jednowymiarowym, uwzględniający wymuszony ruch czynników roboczych z przepływem przeciwprądowym w dwóch prostokątnych minikanalach 79

Rysunek 6.3 Przykładowy wykres z przebiegu residuów, zrzut ekranu z programu STAR na podstawie wyników eksperymentalnych dla wymiennika z dwoma minikanalami, przepływ przeciwprądowy dla płynu gorącego FC-72: $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s oraz zimnego wody: $Q_{m,w} = 0,006$ kg/s, orientacja 180° 83

Rysunek 6.4 Rozkład temperatur dla dwóch sekcji wewnętrznych minikanalów gorących i zimnych: a) minikanalu gorącego od strony płyty grzejnej, b) minikanalu zimnego od strony płyty zamykającej, c) grupy sześciu minikanalów gorących od strony ogniwa słonecznego *PV*, d) od strony płyty zamykającej, e) wyodrębnione wszystkie minikanaly z całego modelu wymiennika *PVT*; wyniki z programu STAR-CCM+ 84

Rysunek 6.5 Dwuwymiarowy rozkład temperaturowy w przekroju pokazujący siatkę numeryczną wykonaną w programie STAR-CCM+ dla: a) kanałów i czynników roboczych w odcinku testowym z ogniwnem *PV* (ciała stałe i domeny) z siatką wielościenną z zastosowaniem warstw przyściennych; b) rozkład temperatury przekroju kanału wraz z wlotem kanału zimnego i wylotem kanału gorącego z ogniwnem *PV*, c) kanałów i czynników roboczych w odcinku testowym z płytą grzejną (ciała stałe i domeny) z siatką wielościenną z zastosowaniem warstw przyściennych, d) widok rozkładu temperatury przekroju kanału wraz z wlotem kanału zimnego i wylotem kanału gorącego modułu z płytą grzejną; oznaczenia: (1), (2), (3), (4), (5) – objaśniono w tekście 85

Rysunek 6.6 Widok ustawień wraz z siatką powierzchni początkowej na podstawie modułu z ogniwem solarnym <i>PV</i> opracowanie własne na podstawie zrzutu ekranu z programu STAR-CCM+	87
Rysunek 6.7 Siatka <i>polihedralna</i> na przykładzie modułu z dwoma minikanalami, widok fragmentu domeny płynu chłodniczego gorącego oraz płyty zamykającej, środkowej i płyty grzejnej.....	88
Rysunek 7.1 Schemat poszczególnych elementów stanowiska badawczego: 1 – moduł testowy z minikanalami, 2,8 – pompy cyrkulacyjne, 3 – przetwornik ciśnienia, 4a, 4b – wymiennik ciepła, 5,9 – filtry, 6a – przepływomierz masowy Coriolisa, 6b – przepływomierz magnetyczny, 7,10 – separator powietrza, 11 – woltomierz, 12 – amperomierz, 13 – kamera termowizyjna, 14,16 – stacja akwizycji danych, 15 – komputer PC, 17 – żarnik halogenowy, 18 – luksometr, 19 – pompa wody obiegowa, 20 – wymiennik c.w.u. 80 l z węzownicą, 21 – regulator ładowania <i>PWM</i> , 22 – regulator ładowania impulsowy, 23 – superkondensatory (<i>SC</i>), 24 – akumulator (<i>Bs</i>), 25 – grzałka (wariant 1) lub lampa LED (wariant 2), (<i>R</i>) – rezystor, <i>R1</i> i <i>R2</i> – regulator ładowania.....	93
Rysunek 7.2. System magazynowania energii, oparty na systemie <i>PV</i> współpracującym z obciążeniem 12V wykorzystującym <i>SC</i> oraz <i>Bs</i> : <i>PV</i> – panel fotowoltaiczny, <i>Bs</i> – akumulatory, <i>SC</i> – superkondensatory, <i>R1</i> – regulator ładowania <i>PWM</i> , <i>R2</i> – regulator ładowania impulsowy, <i>A</i> – amperomierz, <i>V</i> – woltomierz, <i>H</i> – grzałka, LED – lampa LED, <i>T_f</i> – temperatura czynnika roboczego mierzona termoparą	94
Rysunek 7.3 Charakterystyka mocy wyjściowej zespołu paneli fotowoltaicznych; <i>E_{sc}</i> – energia zmagazynowana w <i>SC</i> , <i>E_{Bs}</i> – energia zmagazynowana w <i>Bs</i> , <i>E_{OB}</i> – energia pobrana przez obciążenie	96
Rysunek 7.4 Widok monokrystalicznego ogniwa fotowoltaicznego zastosowanego podczas badań na stanowisku badawczym: a) widok z przodu, krzem c-Si biegun (-), b) widok z tyłu aluminium (grubość warstwy 0,12 mm) biegun (+), wymiary: 156,75 mm x 156,75 mm oraz 0,25mm grubości, c) widok całego modułu fotowoltaicznego z 36 ogniwami	97
Rysunek 7.5 Widok z tyłu stanowiska badawczego hybrydowego systemu fotowoltaicznego: 1 – minikanalowy wymiennik ciepła <i>PVT</i> , 2 – rurowy wymiennik ciepła na obiegu zimnej wody, 3 – skrzynka metalowa z regulatorem solarnym <i>PWM</i> , 4 – regulatory obrotów pomp, 5 – pompa magnetyczna obiegu zimnego, 6 – pompa magnetyczna obiegu gorącego, 7 – minikanalowy wymiennik ciepła z panelem słonecznym, 8 – stacja akwizycji danych, 9 – zasilacz laboratoryjny DC, 10 – akumulator <i>AGM</i> 120Ah, 11 – komputer ze stacją akwizycji danych, 12 – duży panel solarny, 13 – monitor LCD, 14 – wymiennik rurowy do chłodzenia czynnika roboczego gorącego, 15 – przepływomierz magnetyczny na obiegu cieczy zimnej, 16 – przetwornik ciśnienia na wlocie do modułu testowego (obieg zimny), 17 – przetwornik ciśnienia na wylocie z modułu testowego (obieg gorący), 18 – miernik laboratoryjny	98

Rysunek 7.6 Widok z przodu stanowiska badawczego hybrydowego systemu fotowoltaicznego: 1 – minikanalowy wymiennik ciepła *PVT*, 2 – sonda światłoczuła luksometru *Votcraft* PL-1105SM, 3 – sonda natężenia oświetlenia *Delta* OHM LP47 z foto-radiometrem *Delta* OHM HD2102.1, 4 – zawór odpowietrzający obieg gorący, 5 – osłona termiczna aluminiowa, 6 – kamera termowizyjna *Flir* E60, 7 – osłona termiczna miedziana, 8 – uchwyt mocujący na kamerę IR, 9 – panel słoneczny, 10 – kąt ustawienia orientacji modułów, 11 – pianka izolacyjna, 12 – zasobnik wody 80 l, 13 – pompa 12 VDC cyrkulacyjna, 14 – wlot wody do zbiornika 80 l, 15 – odpowietrzenie zbiornika, 16 – panel słoneczny, 17 – wylot wody ze zbiornika, 18 – miernik temperatury otoczenia kamery IR, 19 – rejestrator wilgotności, 20 – żarnik halogenowy 500 W..... 99

Rysunek 7.7 Natężenie prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu odpowiednio w zakresie gęstości strumienia ciepła $400 \text{ W/m}^2 - 2000 \text{ W/m}^2$, dla modułu testowego solarnego: a) bez chłodzenia minikanalami, b) chłodzenie ogniwa grupą minikanalów, w których równocześnie przeciwnie przepływał czynnik roboczy chłodniczy FC-72 oraz w minikanalach zimnych przepływała woda destylowana, płyta środkowa z miedzi o grubości 0,5 mm..... 101

Rysunek 7.8 Wykres napięcia prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu w zakresie gęstości strumienia ciepła, dla modułu z ogniwem solarnym z grupą minikanalów: a) bez chłodzenia minikanalami, b) chłodzenie ogniwa przeciwnie przepływowo, gdzie przepływał czynnik roboczy chłodniczy FC-72 oraz w minikanalach zimnych przepływała woda destylowana, płyta środkowa z miedzi o grubości 0,5 mm..... 102

Rysunek 7.9 Moc prądu ogniwa słonecznego w funkcji czasu odpowiednio w zakresie gęstości strumienia ciepła $400 \text{ W/m}^2 - 2000 \text{ W/m}^2$, dla modułu testowego solarnego: a) bez chłodzenia minikanalami, b) z chłodzeniem ogniwa grupą minikanalów, gdy równocześnie przeciwnie przepływał czynnik roboczy chłodniczy FC-72 oraz w minikanalach zimnych przepływała woda destylowana, płytka środkowa z miedzi o grubości 0,5 mm 104

Rysunek 7.10 Zależność strumienia ciepła Q_{FC} dla przepływu przeciwnie przepływowo w funkcji: a) gęstości ciepła, b) temperatury na wyjściu z minikanalu gorącego z przepływem czynnika roboczego FC-72, płyta środkowa z miedzi 105

Rysunek 7.11 Wykres strumienia ciepła Q_{FC} dla przepływu współprzepływowo w funkcji: a) gęstości strumienia ciepła $q_{w,PV}$, b) temperatury na wyjściu z minikanalu gorącego z przepływem czynnika roboczego FC-72, płytka środkowa miedziana 107

Rysunek 7.12 Rozkład temperatury na powierzchni ogniwa słonecznego uzyskany: a) w wyniku obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+, b) podczas eksperymentu z użyciem kamery termowizyjnej; strumień ciepła $q_{w,PV} = 1000 [\text{W/m}^2]$ 114

Rysunek 7.13 Zależność wydajności chłodzonego ogniwa słonecznego z dwoma minikanalami, dla gęstości strumienia ciepła: a), b) $q_{w,PV} = 800 \text{ W/m}^2$, c), d) $q_{w,PV} = 1000 \text{ W/m}^2$, e), f) $q_{w,PV} = 1400 \text{ W/m}^2$, g), h) $q_{w,PV} = 2000 \text{ W/m}^2$; orientacja modułu

180°, przepływ przeciwny przy masowym natężeniu przepływu przepływającego gorącego czynnika roboczego FC-72: a), c), e), g) $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s strumień masy zimnej wody $Q_{m,w} = 0,008$ kg/s; b), d), f), h) $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s strumień masy zimnej wody $Q_{m,w} = 0,008$ kg/s..... 116

Rysunek 8.1 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych wykonane kamerami termowizyjnymi dla modułu z dwoma minikanalami z płytą grzejącą zmodyfikowaną jednostronnie teksturowaniem laserowym od strony przepływającego płynu FC-72. Termogramy dla: a), c) zewnętrznej powierzchni płyty grzejnej; b), d) zewnętrznej powierzchni płyty zamykającej; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Ag, gęstość strumienia ciepła dla: a), b) #1 – $q_{w,H} = 8,12$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 12,05$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 17,98$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 25,94$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 32,66$ kW/m²; c), d) #1 – $q_{w,H} = 8,64$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 13,08$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 18,40$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 27,20$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 35,73$ kW/m²; orientacja modułu 180° 120

Rysunek 8.2 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych wykonane kamerami termowizyjnymi dla modułu z dwoma minikanalami z płytą grzejącą gładką od strony przepływającego płynu FC-72. Termogramy dla: a), c) zewnętrznej powierzchni płyty grzejnej; b), d) zewnętrznej powierzchni płyty zamykającej; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Cu, gęstość strumienia ciepła dla: a), b) #1 – $q_{w,H} = 8,58$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 12,97$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 19,67$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 27,78$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 36,71$ kW/m²; c), d) #1 – $q_{w,H} = 7,03$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 13,01$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 19,87$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 27,66$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 35,21$ kW/m²; orientacja modułu 180° 121

Rysunek 8.3 Rozkłady temperatury poszczególnych warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami dla: a), e), i); temperatura płyty grzejnej teksturowanej laserowo; b), f), j) temperatura czynnika roboczego FC-72; c), g), k); temperatura płyty środkowej srebrnej (Ag) od strony czynnika roboczego FC-72; d), h), l) temperatura wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Ag, przepływ czynników roboczych przeciwny; a) – d) – $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,w} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) – $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,w} = 0,008$ [kg/s]; i) – l) – $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,w} = 0,006$ [kg/s]; orientacja modułu 180° 123

Rysunek 8.4 Rozkłady temperatury poszczególnych warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami dla: a), e); temperatura płyty grzejnej teksturowanej laserowo; b), f) temperatura czynnika roboczego FC-72; c), g); temperatura płyty środkowej srebrnej (Ag) od strony czynnika roboczego FC-72; d), h) temperatura wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Ag, przepływ czynników roboczych przeciwny; a) – d) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,w} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,w} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180° 124

Rysunek 8.5 Rozkłady temperatury warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami; przepływ czynników roboczych przeciwny; dla: a), e), i) - płyty grzejnej gładkiej; b), f), j) - czynnika roboczego FC-72; c), g), k) - płyty środkowej miedzianej (Cu) od strony czynnika roboczego FC-72; d), h), l) wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Cu, przepływ czynników

roboczych przeciwnie; a) – d) – $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) – $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; i) – l) – $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; orientacja modułu 180° 126

Rysunek 8.6 Rozkłady temperatury warstw modułu z płytą grzejącą z dwoma równoległymi minikanalami; przepływ czynników roboczych przeciwnie dla: a), e) - płyty grzejącej gładkiej, b), f) - czynnika roboczego FC-72, c), g) - płyty środkowej miedzianej (Cu) od strony czynnika roboczego FC-72, d), h) - wody; parametry eksperymentalne: płyta środkowa Cu, przepływ czynników roboczych przeciwnie; a) – d) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) – $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180° 127

Rysunek 8.7 Rozkłady temperatur płyty grzejącej wymiennika z dwoma równoległymi minikanalami wyznaczone w programie numerycznym STAR-CCM+, parametry cieplno-przepływowe: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s wody $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s, orientacja modułu 180° , gęstość strumienia ciepła dla: #1 – $q_{w,H} = 9,83$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 9,98$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 21,76$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 30,41$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 37,63$ kW/m² 129

Rysunek 8.8. Rozkłady temperatur płyty środkowej z miedzi od strony czynnika roboczego w minikanale gorącym, przez który przepływał czynnik roboczy FC-72; dla wymiennika z płytą grzejącą z powierzchnią gładką z dwoma równoległymi minikanalami, wykonany w programie numerycznym STAR-CCM+; a) numeryczne rozkłady temperatur, b) wykres rozkładów temperatur wzdłuż wybranych linii pomiarowych; parametry cieplno-przepływowe: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 - $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s, płynu zimnego wody $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s; orientacja modułu 180° , gęstość strumienia ciepła: #1 – $q_{w,H} = 9,83$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 9,98$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 21,76$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 30,41$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 37,63$ kW/m² 130

Rysunek 8.9 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych wykonane kamerami termowizyjnymi dla wymiennika z płytą grzejącą gładką z dwoma równoległymi minikanalami oddzielonymi płytą miedzianą Cu; z przepływem współprądowym czynników roboczych dla: a) zewnętrznej powierzchni płyty grzejącej, b) zewnętrznej powierzchni płyty zamykającej, c) rozkład temperatury płyty grzejącej, d) rozkład temperatury płyty zamykającej; parametry cieplno-przepływowe: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 – $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s płynu zimnego wody $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s; orientacja modułu 180° , gęstość strumienia ciepła #1 – $q_{w,H} = 8,12$ kW/m², #2 – $q_{w,H} = 12,05$ kW/m², #3 – $q_{w,H} = 17,98$ kW/m², #4 – $q_{w,H} = 25,94,41$ kW/m², #5 – $q_{w,H} = 32,66$ kW/m² 132

Rysunek 8.10 Termogramy powierzchni płyt zewnętrznych ogniwa słonecznego PV wykonane kamerą termowizyjną Flir E60; dla wymiennika z ogniwem PV wraz z grupą minikanatów dla: $q_{w,PV} = 400$ W/m², a1), b1), c1), d1), e1); $q_{w,PV} = 800$ W/m², a2), b2), c2), d2), e2); $q_{w,PV} = 1000$ W/m², a3), b3), c3), d3), e3); $q_{w,PV} = 1400$ W/m², a4), b4), c4), d4), e4); $q_{w,PV} = 1800$ W/m², a5), b5), c5), d5), e5); $q_{w,PV} = 2000$

W/m², a6), b6), c6), d6), e6); parametry eksperymentalne: przepływ przeciwpądowy, orientacja modułu 180° 134

Rysunek 8.11 Rozkłady temperatury chłodzonego ogniwa słonecznego PV rejestrowane kamerą termowizyjną *Flir* E60 dla: a),g),l) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b),h),m) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c),i),n) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d),j),o) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e),k),u) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f),l),p) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; parametry eksperymentalne: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 wynosił: $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ 0,006, 0,008 kg/s płynu zimnego wody $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$, 0,006, 0,008 kg/s, orientacja pozioma modułu 180° 135

Rysunek 8.12 Rozkłady temperatury chłodzonego ogniwa słonecznego PV rejestrowane kamerą termowizyjną *Flir* E60 dla: a),g) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b),h) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c),i) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d),j) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e),k) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f),l) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; parametry eksperymentalne: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72 wynosił: $\dot{Q}_{m,FC} = 0,008$ kg/s, płynu zimnego wody $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$, 0,008 kg/s, orientacja pozioma modułu 180° 136

Rysunek 8.13 Rozkłady temperatury powierzchni ogniwa słonecznego wymiennika wraz z grupą minikanalów uzyskanych w programie numerycznym STAR-CCM+ dla: a) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; parametry eksperymentalne: masowe natężenie przepływu czynnika roboczego gorącego FC-72: $\dot{Q}_{m,FC} = 0,003$ kg/s czynnika roboczego zimnego wody: $\dot{Q}_{m,W} = 0,003$ kg/s, orientacja pozioma modułu 180° 138

Rysunek 8.14 Rozkład temperatur na powierzchni chłodzonego ogniwa słonecznego rejestrowane kamerą termowizyjną *Flir* E60 dla współpądowego przepływu czynników roboczych; orientacja pozioma modułu 180° 140

Rysunek 8.15 Termogramy powierzchni ogniwa słonecznego PV wykonane kamerą termowizyjną *Flir* E60 dla gęstości strumienia ciepła: a) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; ogniwo słoneczne bez chłodzenia czynnikami roboczymi 142

Rysunek 8.16 Rozkład temperatury wymiennika z ogniwem słonecznym uzyskanych z eksperymentu dla gęstości strumienia ciepła: a) $q_{w,PV} = 400$ W/m², b) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; według termogramów IR z rysunku 8.15; ogniwo słoneczne bez chłodzenia czynnikami roboczymi 143

Rysunek 8.17 Termogramy powierzchni płyty z ogniwem PV wykonane w programie numerycznym STAR-CCM+, dla płyty ogniwa PV dla: $q_{w,PV} = 400$ W/m², b) $q_{w,PV} = 800$ W/m², c) $q_{w,PV} = 1000$ W/m², d) $q_{w,PV} = 1400$ W/m², e) $q_{w,PV} = 1800$ W/m², f) $q_{w,PV} = 2000$ W/m²; ogniwo słoneczne bez chłodzenia 144

Rysunek 8.18 Rozkład temperatury powierzchni płyty ogniwa PV bez chłodzenia grupą minikanalów, uzyskanych w programie numerycznym STAR-CCM+ dla: a) $q_{w,PV,STAR} = 400$ W/m², b) $q_{w,PV,STAR} = 800$ W/m², c) $q_{w,PV,STAR} = 1000$ W/m², d)

$q_{w,PV,STAR} = 1400 \text{ W/m}^2$, e) $q_{w,PV,STAR} = 1800 \text{ W/m}^2$, f) $q_{w,PV,STAR} = 2000 \text{ W/m}^2$; wartości temperatury według rysunku 8.17 145

Rysunek 8.19 Maksymalne względne różnice temperatur wyznaczone z pomiaru eksperymentalnego oraz obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+: #1, #2, #3, #4, #5, #6 – aproksymowano przybliżone wartości liniowo w centralnych części minikanalów a na wykresie oznaczono numery odpowiadające poszczególnym punktom aproksymacji 146

Rysunek 8.20 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, wyznaczony z podejścia 1D, dla: a, e - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna gładka - czynnik chłodniczy FC-72 ; b, f - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 –płyta Cu ; c, g - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku miedziana płyta – woda; d, h - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta; płyta miedziana oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo; a) – d) - $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$; e) – h) - $Q_{m,FC} = 0,003 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$; orientacja modułu 180° 148

Rysunek 8.21 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, wyznaczony z podejścia 1D, dla: a), e), i)- $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna gładka- czynnik chłodniczy FC-72; b), f), j) - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku FC-72 –płyta Cu; c), g), k) - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku płyta Cu – woda – d), h), l) - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta; płyta miedziana oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo, a) – d) - $Q_{m,FC} = 0,006 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,006 \text{ [kg/s]}$; e) – h) - $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$; i) – l) - $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$; orientacja modułu 180° 149

Rysunek 8.22 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu wyznaczony z podejścia 1D, dla: a, e - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna teksturowana laserowo - czynnik chłodniczy FC-72; b, f - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – srebrna płyta; c, g - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku srebrna płyta (Ag) – woda; d), h - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta; płyta srebrna oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo, a) – d) - $Q_{m,FC} = 0,006 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,006 \text{ [kg/s]}$; e) – h) - $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$; i) – l) - $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$; orientacja modułu 180° 150

Rysunek 8.23 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu wyznaczony z podejścia 1D, dla: a, e, i - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna teksturowana laserowo - czynnik chłodniczy FC-72; b, f, j - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – srebrna płyta; c, g, k - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku srebrna płyta – woda; d, h, l - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta; płyta srebrna oddzielająca minikanaly, przez które przepływały czynniki robocze przeciwnieprądowo, a) – d) - $Q_{m,FC} = 0,006 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,006 \text{ [kg/s]}$; e) – h) - $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,003 \text{ [kg/s]}$; i) – l) - $Q_{m,FC} = 0,008 \text{ [kg/s]}$, $Q_{m,W} = 0,008 \text{ [kg/s]}$; orientacja modułu 180° 151

Rysunek 8.24 Maksymalne względne różnice współczynników przejmowania ciepła wyznaczone z pomiaru eksperymentalnego dla modułu z dwoma

minikanalami uwzględniając dwa warianty płyty środkowej miedzianej i srebrnej: dla przepływu przeciwnieprądowego czynników roboczych: a) $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; b) $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; c) $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; #1, #2, #3, #4, #5 – gęstości strumienia ciepła dostarczane do płyty grzejnej dla wariantu z płytą środkową miedzianą - $q_{w,H,Cu}$ oraz srebrną - $q_{w,H,Ag}$; wybrane porównania współczynników przejmowania ciepła (rysunki: 8.20 - 8.23); orientacja modułu 180° 156

Rysunek 8.25 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, moduł z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów; podejście obliczeniowe 1D, dla: a), e) - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku ogniwo słoneczne - czynnik chłodniczy FC-72, b), f) - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – środkowa miedziana płyta, c), g) - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku środkowa miedziana płyta - woda, d), h) - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta miedziana; przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo: a) – d) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; e) – h) - $Q_{m,FC} = 0,003$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180° 158

Rysunek 8.26 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, moduł z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów; podejście obliczeniowe 1D, dla: a), e), i) - $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku ogniwo słoneczne - czynnik chłodniczy FC-72, b), f), j) - $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – środkowa miedziana płyta, c), g), k) - $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku środkowa miedziana płyta - woda, d), h), l) - $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – zamykająca płyta miedziana; przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo: a) – d) - $Q_{m,FC} = 0,006$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,006$ [kg/s]; e) – h) - $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,003$ [kg/s]; i) – l) - $Q_{m,FC} = 0,008$ [kg/s], $Q_{m,W} = 0,008$ [kg/s]; orientacja modułu 180° 159

Rysunek 8.27 Zastępczy współczynnik przenikania ciepła otrzymany w wyniku obliczeń zgodnych z podejściem 1D dla wariantu modułu z płytą środkową Ag, przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo, masowe natężenie przepływu $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,008$ kg/s, orientacja modułu 180° 161

Rysunek 8.28 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, dla podejścia 1D oraz programu numerycznego STAR-CCM+, a) $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku płyta grzejna - czynnik chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{12,STAR}(x)$ na styku płyta grzejna - czynnik chłodniczy FC-72, c) $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – srebrna płyta, d) $\alpha_{23,STAR}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – srebrna płyta; przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo, masowe natężenie przepływu $Q_{m,FC} = 0,008$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s 162

Rysunek 8.29 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, dla podejścia 1D oraz z programu STAR-CCM+, a) $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku srebrna płyta – woda destylowana, b) $\alpha_{34,STAR}(x)$ na styku srebrna płyta – woda destylowana 163

Rysunek 8.30 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, symulacja numeryczna w programie STAR-CCM+: a) $\alpha_{12,STAR}(x)$ na styku powierzchnia panelu słonecznego - czynnik chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{23,STAR}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – miedziana płyta, c) $\alpha_{34,STAR}(x)$ na styku

- miedziana płyta – woda destylowana, d) $\alpha_{45,STAR}(x)$ na styku woda destylowana – płyta zamykająca. Przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo: $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s przy orientacji modułu 180° , gęstość strumienia ciepła $q_{w,PV} = 2000$ W/m² 164
- Rysunek 8.31 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, podejście 1D, a) $\alpha_{12,1D}(x)$ na styku powierzchnia ogniwa słonecznego – czynnik chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{23,1D}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – miedziana płyta, c) $\alpha_{34,1D}(x)$ na styku miedziana płyta – woda, d) $\alpha_{45,1D}(x)$ na styku woda – płyta zamykająca. Przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo: FC-72 $Q_{m,FC} = 0,003$ kg/s, $Q_{m,W} = 0,003$ kg/s przy orientacji modułu 180° i strumień ciepła $q_{w,PV} = 2000$ W/m² 165
- Rysunek 8.32 Maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła α_{12} , α_{23} , α_{34} , α_{45} wyznaczonymi z zależności (6.2, 6.4, 6.11, 6.15) oraz obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ 166
- Rysunek 8.33 Współczynnik przejmowania ciepła w funkcji odległości od wlotu do minikanalu, symulacja numeryczna w STAR-CCM+ przeciwnieprądowo, a) $\alpha_{12,STAR}(x)$ na styku powierzchnia panelu słonecznego - czynnik roboczy chłodniczy FC-72, b) $\alpha_{23,STAR}(x)$ na styku czynnik chłodniczy FC-72 – miedziana płyta, c) $\alpha_{34,STAR}(x)$ na styku miedziana płyta – woda, d) $\alpha_{45,STAR}(x)$ na styku woda – płyta zamykająca. Przepływ czynników roboczych przeciwnieprądowo minikanal gorący $Q_{m,FC} = 0,006$ kg/s i minikanal zimny $Q_{m,W} = 0,006$ kg/s przy orientacji modułu 180° , $q_{w,PV} = 2000$ W/m² 168
- Rysunek 8.34 Współczynniki przejmowania ciepła α_{23} na powierzchni styku FC-72 - płyta miedziana w zależności od odległości od wejścia do minikanalu obliczone zgodnie z: a) podejściem 1D, równanie (6.4), b) równanie kryterialne *Coopera*, równanie (2.40), c) równanie kryterialne *Mikielewicza D. i inni*, równanie (2.53), d) równanie kryterialne *Dutkowskiego*, równanie (2.94) 171
- Rysunek 8.35 Maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła α_{23} wyznaczonymi z zależności (6.4) i uzyskanymi z równań kryterialnych wymienionych w tabeli 2.3 dla modułu z płytą grzejącą 172
- Rysunek 8.36 Maksymalne różnice względne między współczynnikami przejmowania ciepła α_{23} wyznaczonymi i uzyskanymi z równań kryterialnych wymienionych w tabeli 2.3 (wyniki dla wymiennika z ogniwem solarnym z grupą minikanalów) 173
- Rysunek 8.37 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z dwunastu wybranych równań kryterialnych (tabela 2.3) w funkcji liczby *Nusselta* uzyskanej z badań zgodnie z zależnością (6.4), dla wrzenia przechłodzonego dla przepływu czynników roboczych: FC-72 przez minikanal z gładką powierzchnią grzejącą, dla 180° orientacji przestrzennej modułu testowego 174
- Rysunek 8.38 Porównanie otrzymanych danych z eksperymentu wzór (6.4) oraz równaniem kryterialnym: a) *Piaseckiej* (2.54), b) *Dutkowskiego* (2.94), c) *Mikielewicza D. i inni* (2.53), d) *Coopera* (2.40) 175

- Rysunek 8.39 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia przechłodzonego w przepływie czynnika roboczego FC-72 przez minikanal z powierzchnią teksturowaną laserowo dla wybranych orientacji przestrzennych 135°, 150°, 180° 179
- Rysunek 8.40 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia przechłodzonego w przepływie czynnika roboczego FC-72 przez minikanal z powierzchnią ogniwa *PV* dla różnych położań modułu solarnego 180
- Rysunek 8.41 Wykres zależności liczby *Nusselta* otrzymanej z badań eksperymentalnych dla wrzenia przechłodzonego podczas przepływu czynników roboczych chłodniczych w minikanale gorącym: FC-72, HFE-649, z rozwiniętą powierzchnią grzejną teksturowaniem laserowym rysunek 5.3c 181

STRESZCZENIE

W niniejszej rozprawie doktorskiej przedstawiono rezultaty, wyniki badań eksperymentalnych procesu wymiany ciepła na dwóch wymiennikach ciepła, z płytą grzejącą z dwoma minikanalami oraz z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów. Badania przeprowadzono dla trzech orientacji przestrzennych oraz dziewięciu ustawień masowego natężenia przepływu czynników roboczych. Współczynniki przejmowania ciepła zostały wyznaczone na podstawie badań z płytą grzejącą z dwoma minikanalami (dla pięciu gęstości strumieni ciepła) oraz z ogniwem słonecznym z grupą minikanalów, (dla sześciu gęstości strumieni ciepła) na drodze konwekcji jednofazowej oraz inicjacji w obszarze wrzenia przechłodzonego.

Badania poprzedzono analizą stanu wiedzy z zakresu kompaktowych wymienników ciepła oraz hybrydowych systemów magazynowania energii *PVT* wymienników ciepła stosowanych do chłodzenia ogniw słonecznych.

Opisano procedurę badawczą oraz stanowisko pomiarowe z modułem z dwoma minikanalami oraz stanowisko pomiarowe z modułem solarnym z grupą minikanalów.

Opracowano metodę obliczeniową (podejście jednowymiarowe) stosowaną do wyznaczenia lokalnych współczynników przejmowania ciepła na styku płyta grzejąca - płyn w minikanale gorącym, płyn w minikanale gorącym - płyta środkowa, płyta środkowa - płyn chłodniczy, płyn chłodniczy - płyta zamykająca wymiennik. Obliczenia współczynnika przejmowania ciepła z podejścia 1D porównano z wynikami podejścia 2D. Opisano metodologię obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ wraz z modelem CFD dla dwóch przedstawionych w eksperymencie modułów testowych w celu weryfikacji i sprawdzenia wyników współczynnika przejmowania ciepła z opracowanym podejściem 1D. Opracowano wyniki badań dotyczących lokalnych współczynników przejmowania ciepła oraz porównano z innymi metodami obliczeniowymi (2D), a następnie przedstawiono pola temperaturowe do których analizy użyto kamery termowizyjne oraz termopary. Przeanalizowano wpływ położenia kompaktowego wymiennika ciepła przy wrzeniu przechłodzonym dla dwóch równoległych minikanalów prostokątnych. W grupie gorących minikanalów przepływał czynnik chłodniczy FC-72 lub HFE-649 za płytą środkową w drugim zimnym minikanale zastosowano wodę. Analizowano wpływ wybranych parametrów i czynników na intensyfikację wymiany ciepła podczas przepływu czynnika roboczego w minikanalach.

Przedstawiono charakterystykę poszczególnych elementów instalacji fotowoltaicznej, wyznaczono podstawowe parametry opisujące pracę modułu: pod obciążeniem, sprawność cieplną oraz moc użyteczną.

Przeanalizowano wyniki obliczeń współczynnika przejmowania ciepła dla płyty środkowej miedzianej oraz srebrnej, wartości współczynnika płyty środkowej Ag okazały się wyższe niż dla płyty Cu . W dalszej części pracy przedstawiono analizę uzyskanych wyników z obliczeń metodami 1D i 2D oraz równań kryterialnych dla zależności *Dutkowskiego*, *Cooper*, *Piaseckiej* oraz *Mikielewicza D. i innych*, gdzie dobrano najbardziej dopasowane wyniki. Przeanalizowano maksymalne względne różnice temperatur wyznaczone z pomiaru eksperymentalnego oraz obliczeń numerycznych w programie STAR-CCM+ oraz różnice względne między współczynnikami α_{23} uzyskanymi z równań kryterialnych wymienionych dla wymiennika z płytą grzejącą. W ostatnim rozdziale pracy opisano analizę temperaturowego współczynnika mocy dla modułu *PVT* oraz zastosowanie kompaktowego wymiennika ciepła do chłodzenia elementów systemu fotowoltaicznego. Przeanalizowano efektywność cieplną dla dwóch modułów z dwoma minikanalami oraz z grupą minikanalów, które określono metodą NTU. Na końcu zestawiono błędy pomiaru urządzeń oraz parametry eksperymentalnych wykonanych badań.

Abstract

In this doctoral dissertation, presents the results of experimental research on the heat transfer process in two heat exchangers: one with a heating plate featuring two minichannels, and another incorporating a solar cell with a group of minichannels. The experiments were conducted for three spatial orientations and nine configurations of mass flow rates of the working fluids. Heat transfer coefficients were determined based on tests with the heating plate with two minichannels (for five heat flux densities) and with the solar cell with a group of minichannels (for six heat flux densities), under conditions of single-phase convection and in the onset region of subcooled boiling. The research was preceded by a literature review on compact heat exchangers and hybrid energy storage systems in PVT heat exchangers used for cooling solar cells. The research procedure and the measurement setup with a module containing two minichannels, as well as the measurement setup with a solar module featuring a group of minichannels, are described. A computational method (one-dimensional approach) was developed to determine local heat transfer coefficients at the interfaces: heating plate–fluid in the hot minichannel, fluid in the hot minichannel–middle plate, middle plate–cooling fluid, and cooling fluid–closing plate of the heat exchanger. The heat transfer coefficients obtained from the 1D approach were compared with results from a 2D approach. The methodology of numerical calculations using the STAR-CCM+ software, along with a CFD model for the two test modules presented in the experiment, was described to verify and validate the heat transfer coefficient results from the developed 1D method. The results concerning local heat transfer coefficients were analyzed and compared with other computational methods (2D). Temperature fields were presented and analyzed using infrared thermography and thermocouples. The influence of the position of the compact heat exchanger during subcooled boiling was analyzed for two parallel rectangular minichannels. In the group of hot minichannels, the working fluid was either FC-72 or HFE-649, while in the second, cold minichannel located behind the middle plate, water was used. The influence of selected parameters and factors on the intensification of heat transfer during the flow of the working fluid in the minichannels was investigated. The characteristics of individual components of the photovoltaic installation were presented, and key parameters describing the module's performance were determined: under load, thermal efficiency, and useful power output. The results of the heat transfer coefficient calculations were analyzed for the middle plate made of copper and silver. The values of the heat transfer coefficient for the *Ag* middle plate were found to be higher than those for the *Cu* plate. In the following part of the study, an analysis of the obtained results was presented using both 1D and 2D computational methods, as well as correlations based on the *Dutkowski*, *Cooper*, *Piasecka* and *Mikielewicz D. et al.* relationship where the best-matched results were selected. The maximum relative temperature differences obtained from experimental measurements and numerical simulations in the STAR-CCM+ software were analyzed, along with the relative differences between the heat transfer coefficients α_{23} obtained from the empirical correlations cited for the heat exchanger with the heating plate. In the final chapter of the study, the analysis of the temperature-based power coefficient for the PVT module was presented, as well as the application of a compact heat exchanger for cooling components of the photovoltaic system. The thermal efficiency of two modules - one with two minichannels and the other with a group of minichannels - was analyzed using the NTU method. Finally, the measurement errors of the instruments and the parameters of the conducted experimental studies were summarized.