



WYBRANE ZAGADNIENIA CIEPLNO-PRZEPIYWOWE  
URZĄDZEŃ STOSOWANYCH W TECHNICE  
CHŁODNICZEJ I CIEPLNEJ W UJĘCIU  
NUMERYCZNYM I EKSPERYMENTALNYM



KAMIL ŚMIERCIEW

**Kamil Śmierciew**

**Wybrane zagadnienia ciepłno-przepływowe  
urządzeń stosowanych  
w technice chłodniczej i ciepłej  
w ujęciu numerycznym i eksperymentalnym**

Białystok 2018

Recenzenci:

prof. dr hab. inż. Zbigniew Gnutek  
dr hab. inż. Paweł Ocioń, prof. PK

Redaktor wydawnictwa:  
Elżbieta Dorota Alicka

Projekt okładki:  
Agencja Wydawnicza EkoPress

© Copyright by Politechnika Białostocka, Białystok 2018

ISBN 978-83-65596-50-5

ISBN 978-83-65596-51-2 (eBook)



Publikacja jest udostępniona na licencji

Creative Commons Uznanie autorstwa-Użycie niekomercyjne-Bez utworów zależnych 4.0  
(CC BY-NC-ND 4.0)

Pełna treść licencji dostępna na stronie

[creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode.pl](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode.pl)

Publikacja jest dostępna w Internecie na stronie Oficyny Wydawniczej PB

<https://nowy.pb.edu.pl/oficyna-wydawnicza/publikacje/publikacje-2018/>

Redakcja techniczna, skład:

Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej

Druk:

Partner Poligrafia Andrzej Kardasz

Nakład: 53 egz.

---

Oficyna Wydawnicza Politechniki Białostockiej

ul. Wiejska 45C, 15-351 Białystok

tel.: 85 746 91 37

e-mail: [oficyna.wydawnicza@pb.edu.pl](mailto:oficyna.wydawnicza@pb.edu.pl)

[www.pb.edu.pl](http://www.pb.edu.pl)

# Spis treści

Wykaz skrótów i oznaczeń.....	5
Wstęp .....	9
1. Badania chłodnicy powietrza w warunkach szronienia.....	19
1.1. Zagadnienia wprowadzające.....	19
1.2. Przegląd badań dotyczących szronienia wymienników ciepła.....	23
1.3. Analiza pracy wentylatorowej chłodnicy powietrza w warunkach szronienia .....	26
Podsumowanie .....	38
Literatura.....	38
2. Modelowanie numeryczne CFD chłodnicy powietrza.....	41
2.1. Obliczenia lamelowej chłodnicy powietrza – model jednego żebra .....	44
2.2. Obliczenia wymiennika z zastosowaniem warunku brzegowego typu <i>periodic</i> .....	56
2.3. Obliczenia wymiennika o uproszczonej geometrii (1/6 całości).....	61
2.4. Modelowanie wymiennika ciepła z zastosowaniem ośrodka porowatego ..	78
2.5. Modelowanie wymiennika ciepła z zastosowaniem modelu dualnego .....	88
2.6. Ocena stosowalności modelu porowatego i modelu dualnego .....	96
Podsumowanie .....	98
Literatura.....	99
3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach .....	101
3.1. Zagadnienia wprowadzające.....	101
3.2. Modelowanie przepływu w tunelu badawczym .....	105
3.3. Koncepcja modelowania sit otworowych za pomocą ośrodka porowatego .....	115
3.4. Aplikacja modelu ośrodka porowatego dla sit otworowych .....	120
3.5. Aplikacja modelu ośrodka porowatego dla panelu sit otworowych.....	124
Podsumowanie .....	134
Literatura.....	135
4. Analiza pracy regeneracyjnych wymienników ciepła w aspekcie poprawy efektywności strumienicowych urządzeń chłodniczych.....	137
4.1. Istota zastosowania wymienników regeneracyjnych w strumienicowych urządzeniach chłodniczych .....	137

4.2. Praca wymiennika w urządzeniach strumieniowych pracujących z izobutanem .....	141
4.3. Analiza zastosowania wymiennika ciepła w układach zasilanych ciepłem niskotemperaturowym .....	155
4.4. Badania eksperymentalne poprawy efektywności energetycznej strumieniowego urządzenia chłodniczego .....	161
Podsumowanie .....	176
Literatura .....	177
5. Badania minikanałowego wymiennika ciepła .....	179
5.1. Stanowisko badawcze .....	179
5.2. Metodyka badawcza .....	183
5.3. Pomiary wzorcujące średniego współczynnika wnikania ciepła .....	185
5.4. Wyniki badań eksperymentalnych skraplacza minikanałowego .....	192
5.5. Opracowanie korelacji na opory przepływu po stronie czynnika chłodniczego .....	196
5.6. Badania eksperymentalne parownika minikanałowego .....	198
5.7. Opracowanie korelacji na opory przepływu po stronie czynnika chłodniczego .....	203
Podsumowanie .....	205
Literatura .....	206
Zakończenie .....	207
Streszczenie .....	211
Abstract .....	213

## Wykaz skrótów i oznaczeń

$A$	– pole powierzchni wymiany ciepła, $m^2$
$BF$	– współczynnik obejścia chłodnicy
$C$	– macierz diagonalna, stała
$C_2$	– współczynnik oporu wewnętrznego
$COP$	– współczynnik efektywności energetycznej
$cp$	– ciepło właściwe przy stałej objętości, $kJ/(kg \times K)$
$D$	– macierz diagonalna
$D, d$	– średnica, $m$
$F$	– siła, $N$
$g$	– przyspieszenie ziemskie, $m/s^2$
$G$	– gęstość strumienia czynnika, $kg/(m^2 \times s)$
$GWP$	– potencjał ocieplenia globalnego
$h$	– entalpia właściwa, $kJ/kg$
$I$	– tensor jednostkowy
$k$	– współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2 \times K)$
$Ku$	– liczba Kutateladzego
$l$	– długość, $m$
$m_i$	– strumień masy, $kg/s$
$n$	– grubość, $m$
$p$	– ciśnienie, $Pa$
$P$	– porowatość
$P$	– moc, $kW$
$Pr$	– liczba Prandtla
$\dot{Q}$	– strumień ciepła, $W, kW$
$\dot{q}$	– jednostkowy strumień ciepła, $kW/m^2, kW/m^2$
$Re$	– liczba Reynoldsa
$RH$	– wilgotność względna, %
$RHX$	– wymiennik regeneracyjny
$R$	– opór cieplny, $(m^2 \times K)/W$
$Si$	– człon źródłowy
$t, T$	– temperatura, $^{\circ}C, K$
$V$	– objętość, $m^3$
$w$	– prędkość, $m/s$
$x$	– zawartość wilgoci, $kg/kg_{p.s.}$
$X, Y$	– parametry

*litery greckie*

- $\alpha$  – współczynnik wnikania ciepła,  $W/(m^2 \times K)$
- $\alpha$  – przepuszczalność
- $\beta$  – współczynnik kontaktu chłodnicy
- $\delta$  – grubość, błąd względny, m
- $\Delta$  – zmiana, przyrost, spadek
- $\eta$  – sprawność
- $\lambda$  – współczynnik przewodzenia ciepła,  $W/(m \times K)$
- $\mu$  – współczynnik lepkości kinematycznej,  $Pa \times s$
- $\rho$  – gęstość,  $kg/m^3$
- $\tau$  – tensor naprężeń
- $\varphi$  – wilgotność względna, %

*indeksy*

- `,” – ciecz i para nasycona
- a – powietrze
- bw – odniesienie do ścianki czołowej żebra (lameli)
- c – skraplacz
- CFD – obliczenia numeryczne
- ch – chłodnica
- e – parownik
- exp – eksperyment
- f – opór wywołany tarciem
- fg – przemiana fazowa
- g – glikol, generator
- i – strona wewnętrzna
- in – wlot
- l – ciecz
- m – średnie
- max – maksymalny
- min – minimalny
- o – strona zewnętrzna
- out – wylot
- p – pompa
- pow – odniesienie do powierzchni międzyżebrowej
- pw – powietrze wilgotne
- R – rura, czynnik chłodniczy
- s – stan nasycenia
- sz – szron
- v – para

W – woda, nośnik ciepła  
WL – woda lodowa  
x,y,z – współrzędne





# Wstęp

Zagadnienia związane z poprawą efektywności energetycznej układów techniki ciepłej, a w tym urządzeń chłodniczych, klimatyzacyjnych, grzewczych i pomp ciepła (HVACR) oraz urządzeń wykorzystywanych w siłowniach ciepłych, to jedno z głównych kierunków badawczych. Działania te mogą być realizowane w szerokim zakresie, jednak wspólnym celem wszystkich podjętych prac jest zmniejszenie negatywnego wpływu ich działania na środowisko, ograniczenie degradacji warstwy ozonowej i wzrostu efektu cieplarnianego oraz ograniczenie emisji pyłów bądź innych zanieczyszczeń. Zasadniczo można wskazać dwa źródła negatywnego wpływu urządzeń na środowisko. Po pierwsze, jest to konsumpcja energii elektrycznej, po drugie – emisja czynników roboczych oraz pyłów i innych zanieczyszczeń do atmosfery. Rozwój techniki oraz coraz większe światowe zapotrzebowanie na energię elektryczną przyczynia się do nieustannych zmian klimatycznych związanych z nasilaniem się produkcji energii elektrycznej, głównie z paliw kopalnych. Procesowi temu towarzyszą jednak emisje gazów oraz pyłów, które stanowią produkt uboczny produkcji energii elektrycznej. Czynniki robocze, jakie stosuje w urządzeniach chłodniczych, klimatyzacyjnych i pompach ciepła, charakteryzują się również zdolnością do destrukcji ozonu stratosferycznego i tworzenia efektu cieplarnianego. Z uwagi na to, że płyny te są silnie przenikliwe, ich emisja do atmosfery jest nieunikniona. Z kolei w procesie generacji energii elektrycznej w klasycznych siłowniach ciepłych opalanych węglem – emitowane są znaczne ilości gazów cieplarnianych oraz pyłów. Gospodarka energetyczna wielu krajów ukierunkowana jest w stronę energetyki rozproszonej, gdzie pojedyncze gospodarstwo może być jednocześnie producentem i konsumentem energii elektrycznej lub ciepłej, a także chłodu.

Do prac badawczo-rozwojowych, które są podejmowane w zakresie ochrony klimatu – związanych z takimi gałęziami techniki, jak siłownie ciepłe, szeroko rozumiane chłodnictwo, klimatyzacja czy technika pomp ciepła – należą głównie: zastosowanie naturalnych czynników roboczych lub czynników syntetycznych o niskim potencjale tworzenia efektu cieplarnianego (GWP), minimalizacja napełnienia czynnikiem urządzeń z grupy HVACR, na przykład poprzez stosowanie wymienników minikanalowych, poprawa efektywności energetycznej poszczególnych części składowych urządzeń, poprawa wymiany ciepła, odzysk i wykorzystanie ciepła odpadowego, zastosowanie urządzeń napędzanych ciepłnie, w tym tych, które mogą pracować przy wykorzystaniu ciepła niskotemperaturowego czy odnawialnych źródeł energii, poprawa efektywności separacji emitowanych pyłów bądź innych zanieczyszczeń.

Materiał przedstawiony w niniejszej monografii stanowi podsumowanie wybranych prac autora realizowanych na przestrzeni ostatnich lat i wpisujących się w ogólną kategorię związaną z poprawą efektywności energetycznej urządzeń stosowanych w technice cieplnej i chłodniczej w sposób bezpośredni lub pośredni. Ujęcie eksperymentalne zagadnień związanych z rozpoznaniem zjawisk wymiany ciepła, w tym głównie oceny ilościowej wymiany ciepła, ma kluczowe znaczenie dla podjęcia prac projektowych przyszłych urządzeń stosowanych w technice chłodniczej, klimatyzacyjnej czy pompach ciepła. Wprowadzenie nowych czynników roboczych, które stanowią wyzwanie zarówno dla projektantów, jak i producentów sprzętu HVACR, wymusza konieczność podjęcia prac badawczych, na podstawie których określa się współczynniki wnikania ciepła, opory przepływu czy sprawność urządzenia. Wiedza na temat możliwości energetycznych urządzenia, które będzie pracować z danym czynnikiem w danych warunkach, jest dla projektanta bardzo cenna. Prace związane z poprawą sprawności elementów składowych dowolnego urządzenia pracującego w energetyce cieplnej czy przemyśle chłodniczym i próby zbliżenia się do realizacji przemian odwracalnych w tym urządzeniu mają dziś ograniczenia już prawie tylko ekonomiczne. Jednakże metody poprawiające efektywność energetyczną, które są proste w realizacji i nie wymagają nakładów finansowych, są dużo bardziej atrakcyjne i konkurencyjne. Można tu wskazać na przykład utylizację ciepła odpadowego lub innego źródła niskotemperaturowego. Urządzenia napędzane cieplnie, których zasada działania opiera się na procesach sorpcji i desorpcji, są znane i stosowane od dziesięcioleci. Jednak i one mają techniczne ograniczenia, na przykład minimalną temperaturę źródła napędowego, co przyczynia się do tego, że ich zastosowanie w układach indywidualnych jest nieopłacalne bądź niemożliwe. Dlatego poszukuje się rozwiązań dedykowanych dla urządzeń małej i średniej mocy. Wyniki prac analitycznych i eksperymentalnych autora w tym zakresie zawierają prace [1,2] i dotyczą zagadnień zastosowania inżektorów dwufazowych pracujących w charakterze pompy w układach chłodniczych strumieniowych. W niniejszej monografii pokazano również wyniki poprawy efektywności energetycznej urządzeń chłodniczych strumieniowych. Zaprezentowano jednak inną metodę, opartą na zastosowaniu regeneracyjnej wymiany ciepła.

Nie tylko prace eksperymentalne mają wpływ na poprawę efektywności energetycznej urządzeń z grupy HVACR oraz energetyki zawodowej. Pośredni wpływ, zdaniem autora, mają również efekty modelowania numerycznego. Ujęcie analityczne czy numeryczne problemów cieplno-przepływowych pozwala na zrozumienie tych zagadnień. Uzyskane wyniki wykorzystuje się do projektowania, a analiza wielowariantowa pozwala na optymalizację rozwiązania technicznego. Autor w niniejszej monografii przedstawia wyniki modelowania numerycznego, gdzie stosuje się metody uproszczone do analizy pracy obiektów o skomplikowanej geometrii. Jednym z nich jest lamelowa chłodnica powietrza wykorzystana w chłodni owocowo-

warzywnej, drugim obiektem jest panel sit otworowych stosowany w elektrofiltrach. Opracowanie metodyki uproszczonego modelowania obu obiektów pozwala na ich uwzględnienie w analizie pracy bardzo dużych obiektów, w tym przypadku chłodni owocowo-warzywnej oraz elektrofiltru. Modelowane elementy są niezbędne w analizie, gdyż od ich pracy zależy rozkład parametrów ciepłno-przepływowych i ciepłno-wilgotnościowych. Uzyskanie najbardziej korzystnych rozkładów temperatury, prędkości, wilgotności względnej powietrza czy minimalizacja oporów przepływu gwarantuje efektywną pracę urządzenia, bez dodatkowych przestoju na przykład na prace serwisowe, i zachowanie dobrej jakości przechowywanych produktów. W odniesieniu do elektrofiltru profil prędkości gazu po przejściu przez elektrofiltr wpływa na jego skuteczność. Jednakże uzyskanie pożądanego profilu w obu przypadkach wymaga analizy wielowariantowej. Modelowanie numeryczne jest tutaj w zasadzie jedynym rozwiązaniem, gdyż wielowariantowe prace eksperymentalne w warunkach rzeczywistych są niemożliwe do wykonania z uwagi na ogromne koszty i problemy techniczne przedsięwzięcia. Wielowariantowa analiza numeryczna to badania różnych kombinacji rozkładu paneli sit w elektrofiltrze lub pracy chłodnicy w zmiennych warunkach obciążenia cieplnego chłodni. W przypadku modelowania pracy chłodni można również dokonać oceny wpływu rozmieszczenia składowanego towaru na rozkład parametrów ciepłno-przepływowych i ciepłno-wilgotnościowych. Efektem takiej analizy może być uzyskanie informacji, w jaki sposób należy układać towar w komorze, aby zapewnić najlepszy mikroklimat w chłodni. To przyczynia się do obniżenia strat towaru spowodowanych nadmiernym wysuszeniem bądź gniciem. Chłodnica wówczas nie jest przeciążona, pracuje stabilnie i ogranicza się ryzyko jej szronienia. Narastająca warstwa szronu na chłodnicy pogarsza wymianę ciepła, szron stanowi bowiem dodatkowy opór termiczny. Ponadto powstała warstwa szronu blokuje dostępną dla przepływającego powietrza przestrzeń pomiędzy lamelami, co przyczynia się do wzrostu oporów przepływu, przez co wydajność chłodnicza obniża się. W efekcie dodatkowego obciążenia chłodnica pobiera więcej energii elektrycznej. Wpływ oporów termicznych na wymianę ciepła również jest przedmiotem badań pokazanych w niniejszej monografii.

Autor widzi jeszcze jeden kierunek prac, w których można poprawić efektywność energetyczną urządzenia, mianowicie zastosowanie wymienników minikanalowych. Ich wpływ na efektywność urządzenia jest dwojaki. Po pierwsze, intensyfikuje wymianę ciepła poprzez rozwinięcie powierzchni wymiany ciepła. Jest to istotne zwłaszcza przy zastosowaniu naturalnych czynników chłodniczych, które charakteryzują się dość słabymi właściwościami cieplnymi względem czynników syntetycznych. Po drugie, gwarantuje minimalizację napełnienia, co ma przełożenie na redukcję zapotrzebowania na elektryczną moc napędową.

Jako uzupełnienie monografii należy wskazać inne prace autora [1–6], które również należą do działań w zakresie poprawy efektywności energetycznej urządzeń

z grupy HVACR. Część tych prac stanowi syntetyczne podsumowanie [3,4], część rozszerzenie [5,6], a część zawiera zupełnie nowe treści, które nie są w tym miejscu omawiane [1,2].

Prezentowane w niniejszej monografii oraz w pracach [1–6] wyniki powstały w ramach realizacji projektów finansowanych przez Narodowe Centrum Nauki, Narodowe Centrum Badań i Rozwoju oraz przez partnerów przemysłowych. Są to głównie:

- *Badania dwufazowej pompy strumieniowej dla obiegów z czynnikami łatwo wrzącymi.* Projekt badawczy PB 4891/B/T02/10/39, finansowany przez Narodowe Centrum Nauki.
- *Opracowanie pośredniej metody numerycznego modelowania sit otworowych.* Projekt badawczy finansowany przez RAFAKO S.A., Umowa nr O/LP/0027/10.
- *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw.* Program badań stosowanych PBS1/A8/7/2012, finansowany przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju.
- *Opracowanie innowacyjnego rozwiązania układu do produkcji chłodu (wody lodowej) z zastosowaniem strumieniowego urządzenia chłodniczego.* Projekt finansowany przez EDF Polska S.A., Umowa nr C3Z1400127/2014.

Przedstawione wyniki stanowią rezultat prac wykonanych przez autora lub prac, w których udział autora był kluczowy lub dominujący, i dotyczą głównie prac projektowych, analitycznych, numerycznych i eksperymentalnych.

W rozdziale 1 przedstawione zostały wybrane wyniki prac badawczych, w których obiektem badań była lamelowa chłodnica powietrza wykorzystywana w chłodni owocowo-warzywnej. Spośród obszernej bazy wyników eksperymentalnych uzyskanych podczas realizacji projektu PBS [9] autor wybrał te, które pozwoliły ocenić wpływ szronienia na pracę chłodnicy powietrza. W chłodniach owocowo-warzwywnych chłodnice pracują przy temperaturze czynnika chłodzącego poniżej 0°C, co przyczynia się do wykroplenia wilgoci z powietrza na lamelach oraz jej zamarzania. Narastający na lamelach szron przyczynia się do pogorszenia wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem chłodzącym a powietrzem. Stanowi również dodatkowy opór, przez co powietrze w sposób naturalny próbuje ominąć lamele chłodnicy. Chcąc uzyskać pożądane parametry ciepło-wilgotnościowe w chłodni w warunkach pogorszonej wymiany ciepła oraz zwiększonych oporów przepływu, konieczne jest wymuszenie wzrostu wydajności wentylatorów, co przekłada się na wzrost zużycia energii elektrycznej. Autor podjął próbę oceny degradacji termicznej wentylatorowej chłodnicy powietrza wywołanej szronieniem.

Przedmiotowa chłodnica jest również obiektem badań numerycznych, których wyniki przedstawione są w rozdziale 2. Modelowanie wymienników lamelowych lub żebrowanych nie należy do zagadnień prostych, jest jednak dość dobrze rozpoznane. Istnieje wiele prac poświęconych modelowaniu wymienników, np. [11–14].

Posiłkując się między innymi tymi pracami, autor przeprowadził szereg symulacji pozwalających rozpoznać pracę wspomnianej chłodnicy. Do symulacji posłużono się uproszczonym modelem geometrycznym, ograniczonym do pojedynczego żebra (lameli) lub niewielkiego fragmentu wymiennika. Jest to podejście standardowe i uzasadnione z uwagi na powtarzalny charakter przepływu. Można bowiem przyjąć założenie, że przepływ powietrza pomiędzy lamelami jest taki sam lub bardzo podobny w całym wymienniku. Kluczowym parametrem wspomnianych symulacji jest jednak uzyskanie charakterystyki chłodnicy w postaci zależności spadku ciśnienia powietrza od prędkości przepływu powietrza. Na tej podstawie autor podjął się próby modelowania chłodnicy za pomocą dostępnych uproszczonych modeli wymienników: modelu ośrodka porowatego oraz modelu dualnego. O ile model ośrodka porowatego jest stosowany w zagadnieniach przepływowych, o tyle zastosowanie tego typu modelu do symulacji pracy chłodnic jest bardzo ograniczone. W zakresie zastosowania modelu dualnego nie są znane autorowi żadne prace w tym zakresie. Przesłanką do podjęcia tych prac było racjonalne podejście do modelowania dużych obiektów, takich jak chłodnia owocowo-warzywna. W obiektach takich przedmiotowy wymiennik jest głównym elementem kształtującym parametry mikroklimatu wewnątrz komory przechowalniczej i nie może być pominięty. Lamelowa chłodnica powietrza jest elementem o bardzo skomplikowanej geometrii i wymaga precyzyjnej dyskretyzacji modelu geometrycznego. Wymagana jest zatem duża liczba komórek obliczeniowych. Z racji znacznych różnic w wymiarach wymiennika względem chłodni i przechowywanego materiału oraz stopnia skomplikowania geometrii wymiennika, jak również faktu, że wymiennik musi być modelowany w całości, należy poszukiwać uproszczonych metod modelowania tego typu obiektów. W oparciu o uzyskaną charakterystykę przepływu wymiennika autor określił niezbędne współczynniki definiujące materiał porowaty i aplikował model ośrodka porowatego do symulacji wymiennika lamelowego. W dalszej kolejności próbie poddany został model dualny. Przeprowadzone symulacje pozwoliły na ocenę przydatności testowanych modeli. Uzyskane wyniki zostały wykorzystane do symulacji całej chłodni oraz przeprowadzenia dodatkowych analiz numerycznych, które nie mogły być przeprowadzone eksperymentalnie. Wyniki te dotyczą między innymi najlepszej aranżacji rozstawu składowanego towaru gwarantującej jednorodność parametrów ciepłno-wilgotnościowych [15]. Pozwoliły również na ocenę pracy chłodni przy zmiennych warunkach pracy wentylatorów. Innym aspektem, do którego wykorzystano wyniki z opracowanej metody zastosowania modelu ośrodka porowatego, jest testowanie modeli turbulencji [16]. Uzyskane wyniki prezentowane w rozdziale 3 mają kluczowe znaczenie w zakresie projektowania chłodni, posiadają również dużą wartość poznawczą i aplikacyjną.

Zastosowanie modelu ośrodka porowatego do modelowania zjawisk ciepłno-przepływowych jest także tematem rozdziału 3. Obiektem badań jest panel sit otwo-

rowych o różnym stopniu otwarcia, jaki stosuje się w elektrofiltrach [8]. W rozdziale zaprezentowano wyniki nowatorskiego opracowania metody symulacji sit otworowych (paneli), stanowiących profile prostujące przepływ w elektrofiltrach. Profile te mają postać cienkich blach o powierzchni około  $1 \text{ m}^2$  z kilkudziesięcioma otworami o różnej średnicy. Całkowita powierzchnia połączonych paneli może sięgać kilkuset metrów kwadratowych, a sumaryczna liczba otworów w sitach może sięgać kilku tysięcy. Modelowanie numeryczne trójwymiarowe całego profilu będącego elementem elektrofiltru z racji gabarytów oraz skomplikowanych kształtów jest zagadnieniem wykraczającym poza możliwości obliczeniowe większości komputerów. Ponadto wymaga olbrzymich nakładów czasowych, koniecznych zarówno na etapie przygotowania modelu geometrycznego i jego dyskretyzacji, jak również podczas obliczeń. Takie podejście zdecydowanie nie może być uznane za atrakcyjne przez projektantów i wykonawców elementów elektrofiltru. Zastosowanie modelu ośrodka porowatego pozwoliło na uproszczenie geometrii profilu do jednolitej płaszczyzny przy jednoczesnym zachowaniu głównych elementów konstrukcyjnych bez utraty dokładności uzyskanych wyników. W rozdziale pokazane zostały wyniki wielowariantowych obliczeń numerycznych wraz z oceną dokładności obliczeń. Efektem prac było opracowanie metodyki postępowania i uzyskanie szczegółowych danych będących warunkami brzegowymi do projektowania profili za pomocą proponowanej metody. Szczegółowa metodyka postępowania wraz ze wskaźnikami ilościowymi stanowi tajemnicę firmy, dla której proponowana metoda została opracowana. Uzyskane wyniki mają zdecydowanie największą wartość wdrożeniową, a wyniki prezentowane w niniejszej monografii oraz częściowo w [17] stanowią, zdaniem autora, cenny materiał o charakterze poznawczym oraz częściowo aplikacyjnym. Mogą być wykorzystane jako materiał źródłowy w pracach koncentrujących wokół zastosowania modelu ośrodka porowatego.

W rozdziale 4 autor przedstawił wyniki prac teoretycznych i eksperymentalnych poprawy efektywności energetycznej (*COP*) urządzeń strumieniowych. Zastosowanie odzysku ciepła przegrzania pary wytlaczonej przez strumienicę do wstępnego podgrzania cieczy zasilającej generator pary jest doskonałym przykładem racjonalnego wykorzystywania ciepła odpadowego. Uzyskany przyrost temperatury cieczy obniża zapotrzebowanie na moc grzewczą napędową, gdyż generator pracuje przy mniejszej różnicy temperatur. Ponadto koszt instalacji w układzie dodatkowego wymiennika jest niewielki zarówno z ekonomicznego, jak i montażowego punktu widzenia. Dodatkowo wykorzystanie ciepła przegrzania pary wiąże się ze zmniejszeniem obciążenia cieplnego skraplacza, a tym samym z ograniczeniem zapotrzebowania ilości medium chłodzącego skraplacza. Zagadnienie zastosowania regeneracyjnego wymiennika ciepła jest znane w urządzeniach sprężarkowych, jednak dla urządzeń strumieniowych nie są znane tego typu rozwiązania. Autor przedstawił podstawy teoretyczne proponowanej metody poprawy *COP* popartej obliczeniami

wykonanymi dla obiegów chłodniczych pracujących z nowymi perspektywicznymi czynnikami chłodniczymi, spełniającymi rygorystyczne normy środowiskowe: R-1234ze(E), izobutan R-600a, R-601 (n-pentan), R-601a (izopentan). Dla przypadku czynnika chłodniczego z grupy węglowodorów (izobutan) oraz olefin (R-1234ze(E)) przedstawione zostały wyniki prac eksperymentalnych wraz ze szczegółową dyskusją wyników. Prezentowane wyniki w tym zakresie stanowią nowość na skalę międzynarodową. Uzyskane wyniki jednoznacznie wskazały, że proponowana metoda poprawia współczynnik efektywności energetycznej od 10 do 13% w zależności od zastosowanego czynnika. Prace eksperymentalne wykonane w ramach [10] stanowią pierwszą aplikację układu strumienicowego z wymiennikiem regeneracyjnym (RHX) w skali technicznej z zastosowaniem bezpiecznego dla środowiska czynnika roboczego, która wykorzystuje niskotemperaturowe źródło ciepła do napędu. Zdaniem autora prezentowane w niniejszej monografii wyniki mają zdecydowanie największą wartość wdrożeniową, poznawczą oraz aplikacyjną.

Wyniki badań eksperymentalnych wykonanych dla wymiennika minikanałowego przedstawione zostały w rozdziale 5. Obszarem zainteresowań był minikanałowy wymiennik pracujący w zależności od konfiguracji stanowiska jako parownik lub skraplacz. Badania przeprowadzono przy wykorzystaniu propanu jako czynnika chłodniczego. Zastosowanie minikanałowych wymienników w urządzeniach chłodniczych nie należy do rozwiązań standardowych. Jednakże, w myśl obecnych przepisów prawnych, należy spodziewać się wzrostu zainteresowania przedmiotowym rozwiązaniem. Wymienniki minikanałowe doskonale wpisują się w ramy minimalizacji napełnienia urządzeń chłodniczych czynnikami roboczymi. Zwarta konstrukcja oraz bardzo duża objętościowa pojemność cieplna to cecha charakterystyczna wymienników minikanałowych. Specyficzna postać uźebrowania, która stanowi rozwinięcie pola powierzchni ciepła, dodatkowo intensyfikuje wymianę ciepła. Wyniki badań eksperymentalnych zostały wykorzystane do określenia współczynników wnikania ciepła  $\alpha$  od strony czynnika roboczego oraz współczynników przenikania ciepła  $k$ , średnich dla całego wymiennika. Do określenia tych parametrów autor posłużył się metodą rozdzielania zmiennych, zwaną metodą Wilsona. Dotychczas nie są znane próby aplikacji wspomnianej metody do wymienników minikanałowych. Z uwagi na zachodzące wewnątrz przemiany fazowe czynnika roboczego oraz braku możliwości dokonywania bezinwazyjnego pomiaru temperatury ścianki wymiennika do oceny współczynników  $\alpha$  oraz  $k$  wykorzystano metodę pośrednią. W tym celu przedmiotowy wymiennik pracujący jako wymiennik typu powietrze/woda poddany został badaniom wzorcującym. Na podstawie tych badań określony został współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza,  $\alpha_o$ , który został wykorzystany do oceny współczynnika wnikania ciepła od strony propanu w badaniach zasadniczych. Ponadto zebrane dane posłużyły do oceny oporów przepływu czynnika przez wymiennik. Na podstawie wyników autor zaproponował prostą zależność wiążącą



współczynnik oporu  $C_f$  z liczbą Reynoldsa zarówno dla skraplacza, jak i parownika. Z uwagi na nowatorski charakter propozycji wykorzystania wymiennika minikanalowego do stacjonarnych urządzeń chłodniczych prezentowane wyniki mają bardzo dużą wartość poznawczą. Znajomość wartości współczynników wnikania ciepła ułatwia projektowanie wymiennika i jest wymagane do optymalizacji jego geometrii, co ma bezpośrednie przełożenie na efektywność energetyczną urządzenia chłodniczego.

## Literatura

1. Śmierciew, K., Butrymowicz, D., Kwizdiński, R., Przybyliński, T. (2015). Analysis of application of two-phase injector in ejector refrigeration systems for isobutane, *Applied Thermal Engineering* 78, 630–639.
2. Śmierciew, K., Butrymowicz, D., Przybyliński, T., Pawluczuk, A. (2017). Investigations of heat and momentum transfer in two-phase injector operating with isobutane, *Applied Thermal Engineering* 127, 1495–1505.
3. Śmierciew, K., Kołodziejczyk, M., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2017). Numerical modelling of fin heat exchanger in application to cold storage, *Heat Transfer Engineering*, <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2017.1338862>.
4. Śmierciew, K., Kołodziejczyk, M., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2017). Numerical simulations of fin and tube air cooler and heat and mass transfer in cold storage, przyjęty do druku w *Progress in Computational Fluid Dynamics*.
5. Kołodziejczyk, M., Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2016). Numerical modelling of heat and mass transfer in vegetables cold storage, *Procedia Engineering* 157, 279–284.
6. Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Karwacki, J. (2014). Investigation of internal heat transfer in ejection refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration* 40, 131–139.
7. Projekt badawczy PB 4891/B/T02/10/39 *Badania dwufazowej pompy strumieniowej dla obiegów z czynnikami łatwo wrzącymi*, 2010–2013.
8. Projekt badawczo-wdrożeniowy *Opracowanie pośredniej metody numerycznego modelowania sit otworowych*, Umowa nr O/LP/0027/10.
9. Projekt badawczy PBS1/A8/7/2012 *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw*, Program Badań Stosowanych, 2012–2015.
10. Projekt badawczo-wdrożeniowy *Opracowanie innowacyjnego rozwiązania układu do produkcji chłodu (wody lodowej) z zastosowaniem strumieniowego urządzenia chłodniczego*, Umowa nr C3Z1400127/2014.

11. Yaici, W., Ghorab, M., Entchev, E. (2014). 3D CFD analysis of the effect of inlet air flow maldistribution on the fluid flow and heat transfer performances of plate-fin-and-tube laminar heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 74, 490–500.
12. Łopata, S., Ocloń, P. (2015). Numerical study of the effect of fouling on local heat transfer conditions in a high-temperature fin-and-tube heat exchanger, *Energy* 92, Part 1, 100–116.
13. Bilirgen, H., Dunbar, S., Levy, E.K. (2013). Numerical modeling of finned heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 61, 278–288.
14. Taler, D., Ocloń, P. (2014). Determination of heat transfer formulas for gas flow in fin-and-tube heat exchanger with oval tubes using CFD simulations, *Chemical Engineering and Processing* 83, 1–11.
15. Kołodziejczyk, M., Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2017). *Numerical analysis of stacking arrangement on storage conditions in chinese cabbage cold storage chamber*, paper 160155, X International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer, 29.05–01.06, Seoul, Korea.
16. Kołodziejczyk, M., Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2017). *Numerical modelling of processes in chinese cabbage cold storage chamber*, paper 160156, X International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer, 29.05–01.06, Seoul, Korea.
17. Butrymowicz, D., Śliwiński, Ł., Śmierciew, K., Karwacki, J., Ochrymiuk, T., Lackowski, M., Przybyliński, T., Antes, T. (2014). *Pośrednia metoda numerycznego modelowania sit otworowych w elektrofiltrach*, Międzynarodowa XII Konferencja Kotłowa ICBT 2014, 21–24.X.2014, Szczyrk, s. 111–123.



# 1. Badania chłodnicy powietrza w warunkach szronienia

## 1.1. Zagadnienia wprowadzające

Badania eksperymentalne chłodnicy powietrza analizowanej w niniejszej monografii wykonane zostały w ramach projektu należącego do Programu Badań Stosowanych *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw* [1] realizowanego w latach 2012–2015. Autor monografii był jednym z wykonawców projektu.

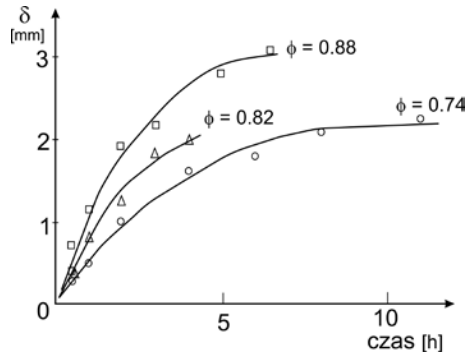
Chłodnice powietrza stosowane w chłodniach owocowo-warzywnych bardzo często budowane są jako wymienniki lamelowe. Powietrze przepływając wzdłuż powierzchni wymiennika oddaje ciepło, które zostało pobrane od przegród i produktów do przepływającego i wrzącego wewnątrz rur czynnika chłodniczego. Ten rodzaj chłodzenia nazywany jest *chłodzeniem bezpośrednim*. Do chłodzenia powietrza mogą być również użyte chłodnice z przepływającym wewnątrz rur chłodziwem, którego temperatura jest obniżana z kolei w chłodnicach cieczy. W tym przypadku mówi się o *chłodzeniu pośrednim*.

W zależności od rodzaju chłodzenia zmieniają się warunki wnikania ciepła wewnątrz rur chłodnicy, co ma wpływ na wartość współczynnika przenikania ciepła  $k$  tego aparatu. W przypadku chłodzenia bezpośredniego mamy do czynienia z wrzeniem przepływającego czynnika wewnątrz rur, zaś w przypadku chłodzenia pośredniego – wewnątrz rur zachodzi proces wnikania ciepła w warunkach konwekcji wymuszonej.

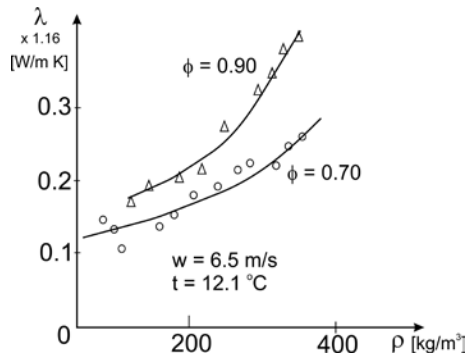
Jeśli chłodnica powietrza pracuje w warunkach konwekcji swobodnej, ochładzane powietrze krąży pomiędzy powierzchnią wymiany ciepła chłodnicy i schładzanymi towarami na skutek wyporu. Zastosowanie wentylatora wywołującego ruch powietrza zmienia warunki pracy z konwekcji swobodnej na konwekcję wymuszoną. Konwekcja swobodna na ogół charakteryzuje się gorszymi warunkami wymiany ciepła po stronie powietrza.

Jednym z kluczowych parametrów wpływających na procesy wymiany ciepła, jak również opory przepływu jest stopień oszronienia chłodnicy, przy czym zarówno struktura, jak i gęstość szronu mają istotne znaczenie. Miejscem powstawania szronu jest powierzchnia rury, z upływem czasu szron narasta na lamelach w pobliżu styku z rurą i w dalszej odległości od rury. Po upływie około 15–20 minut zanika

nieregularność powstawania szronu i w przypadku dalszego obniżania temperatury powierzchni chłodnicy grubość warstwy szronu jest mniej więcej taka sama. Opisana nieregularność powstawania szronu na powierzchni chłodnicy obecna jest najczęściej w czasie od około 15 do 20 pierwszych minut pracy. Chcąc ocenić zmianę wydajności chłodnicy, można posługiwać się wartością średnią warstwy szronu. Na rysunku 1.1 przedstawiono typowy charakter zmian grubości warstwy szronu w zależności od czasu oraz wilgotności względnej powietrza.



Rys. 1.1. Grubość warstwy szronu w zależności od czasu pracy oraz wilgotności względnej powietrza

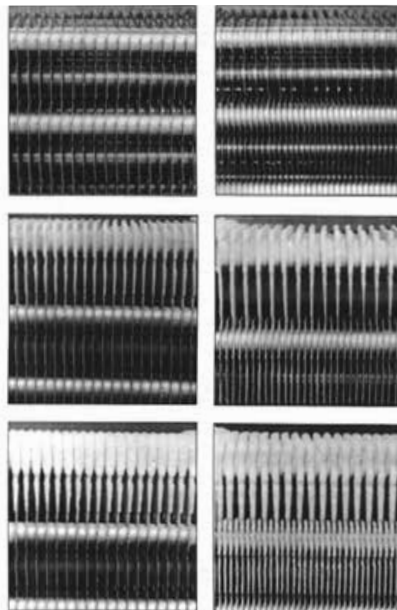


Rys. 1.2. Zależność przewodności cieplnej szronu od jego gęstości ( $t$  – temperatura powietrza przed ochłodzeniem,  $w$  – prędkość powietrza)

Szron, jaki obserwuje się na rurach, jest gładki w porównaniu ze szronem, jaki formuje się na lamelach bądź żebrach. Jednakże w miarę upływu czasu pracy chłodnicy warstwa szronu wygładza się na skutek wzrostu jego gęstości. Na podstawie obserwacji stwierdzić można fakt, że chropowatość szronu zależy jedynie od warunków, w jakich on powstaje. Struktura szronu, a więc i jego gęstość zasadniczo wpływają na jego własności cieplne, a w szczególności na współczynnik przewodzenia

ciepła, co pokazano na rysunku 1.2. Im szron jest bardziej porowaty, tym mniejsza jest jego gęstość i tym gorzej przewodzi on ciepło.

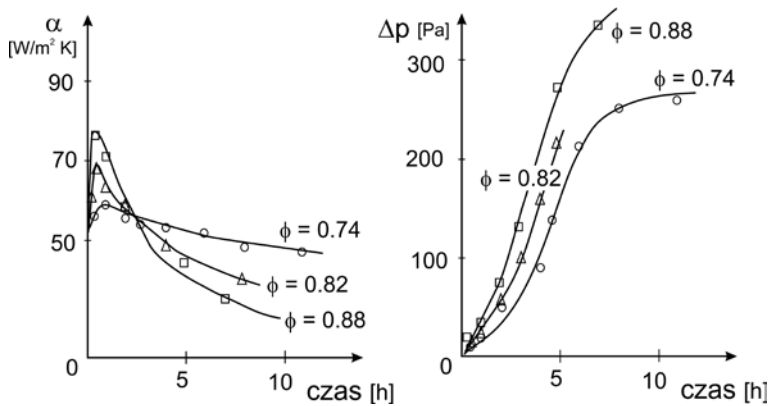
Obserwacje wskazują, że rozkład szronu na rurach parownika jest przeważnie równomierny wzdłuż jego wysokości, jednak wzdłuż drogi przepływu powietrza cechuje go znaczna nierównomierność. Im mniejsza jest ilość powietrza oraz większa jego wilgotność, warstwa szronu na pierwszym rzędzie rur parownika jest cieńsza, lecz gęstsza. Z kolei na ostatnich rurach parownika szron ma mniejszą gęstość, lecz większą chropowatość. W przypadku dużej prędkości powietrza oraz niskiej jego wilgotności mamy do czynienia z sytuacją odwrotną. Zjawisko to ma zasadnicze znaczenie przy doborze rozstawu lamel chłodnicy. W skrajnych przypadkach narastający na chłodnicy szron może całkowicie zablokować przepływ powietrza przez chłodnicę, czego efektem jest bardzo duży spadek jej wydajności. Jednym ze sposobów zapobiegających blokowaniu przepływu powietrza przez warstwę szronu jest stosowanie zmiennego rozstawu lamel. Na rysunku 1.3 przedstawiono widok fragmentu chłodnicy o równomiernym rozstawie lamel (lewa strona), z którego widać, że pierwszy rząd rur został w znacznym stopniu zablokowany przez szron, zaś następne rzędy rur są prawie w ogóle nieoszronione. W przypadku stopniowego rozstawienia lamel (prawa strona na rysunku 1.3) dla pierwszych rzędów rur zastosowano większy rozstaw lamel, zaś dla rzędów dalszych rozstaw gęstszy.



**Rys. 1.3.** Szronienie powierzchni chłodnicy lamelowej o rozstawie lamel jednolitym (strona lewa) oraz stopniowanym (strona prawa) [2]

Na rysunku 1.4 przedstawiono zmiany wartości współczynnika wnikania ciepła oraz oporów przepływu przez chłodnicę powietrza w funkcji czasu pracy i wilgotności względnej powietrza. Widać, że w początkowym okresie pracy chłodnicy, wynoszącym około 1 godziny, wartości współczynnika wnikania ciepła rosną, aby następnie gwałtownie maleć. Rysunek wskazuje również, że im większa jest wilgotność względna powietrza, tym większe jest pogorszenie się warunków wnikania ciepła. Fakt ten wiąże się z większą grubością warstwy szronu. Pogorszenie wymiany ciepła niesie za sobą znaczny wzrost oporów przepływu powietrza przez chłodnicę.

Początkowy wzrost wartości współczynnika wnikania ciepła należy tłumaczyć specyficzną formą świeżo powstającego szronu [3]. W początkowym etapie szronienia powierzchni chłodnicy szron przyjmuje formę płatków i igiełek, które stanowią rozwinięcie powierzchni wymiany ciepła, tak jak robią to żebra i lamele. Dodatkowo stanowią one turbulizatory przepływu, pozytywnie wpływając na wymianę ciepła pomiędzy warstwami przepływającego powietrza. Z upływem czasu i narastania szronu płytki i igiełki przyjmują strukturę porowatą. Warstwa ta działa jak izolator, w efekcie prowadząc do pogorszenia warunków przekazywania ciepła. Po odpowiednio długim czasie pory szronu wypełniają się i powstaje jednolita jego warstwa o dużej gęstości.



Rys. 1.4. Wartości współczynnika wnikania ciepła oraz oporów przepływu przez chłodnicę w funkcji czasu pracy oraz wilgotności względnej powietrza [4]

Przedstawione powyżej informacje można wykorzystać w analizach problemu wpływu zasronienia chłodnicy na temperaturę powietrza za chłodnicą. Istotny jest w tym przypadku fakt, że wraz z narastaniem warstwy szronu opory przepływu wzrastają znacznie silniej, niż obniżają się wartości współczynnika wnikania ciepła. Wraz ze wzrostem oporów przepływu następuje oczywiście odpowiedni spadek

strumienia objętości powietrza. Zależności obliczeniowe ujmujące wpływ zasronienia powierzchni chłodnicy na współczynnik wnikania ciepła są z jednej strony bardzo złożone, z drugiej zaś strony wciąż mało dokładne.

## 1.2. Przegląd badań dotyczących szronienia wymienników ciepła

Tworzenie się i narastanie warstwy szronu na powierzchni wymiennika jest jednoczesnym procesem wymiany ciepła i masy, dlatego rozpoznanie tych zjawisk konieczne jest do przewidywania sposobu formowania się szronu. Jednakże stopień skomplikowania zagadnienia sprawia, że przewidywanie czasu i przebiegu szronienia jest trudne. Dotychczasowe modele matematyczne można podzielić na trzy grupy.

W pierwszej z nich modele dzielą masę transportowaną podczas szronienia na dwa strumienie. Pierwszy odpowiedzialny jest za wzrost gęstość szronu, drugi za wzrost jego grubości. Szron traktowany jest jako ośrodek porowaty zbudowany z cząsteczek lodu i powietrza znajdującego się między nimi. W modelach tych zakłada się, że gęstość zwiększana jest poprzez dyfuzję pary wodnej przez szron. Grubość warstwy obliczana jest poprzez odjęcie masy dyfundującej pary od całkowitej masy szronu, którą należy uzyskać na podstawie badań eksperymentalnych lub w drodze estymacji.

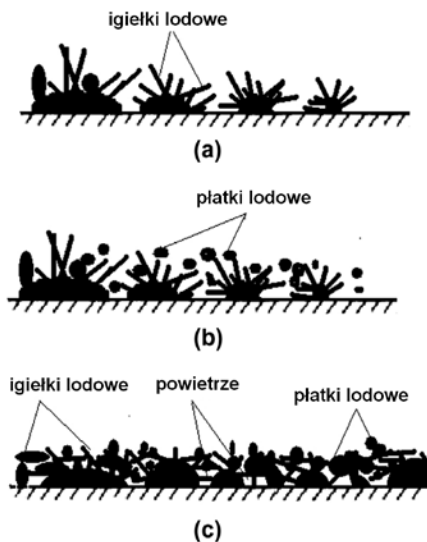
Druga grupa modeli przyjmuje założenie, że za formowanie szronu odpowiada jedynie dyfuzja pary wodnej, zwiększająca jego gęstość. W tym przypadku jako warunki początkowe konieczne jest zadanie gęstości oraz grubości warstwy szronu.

Trzecią grupę stanowią modele oparte na badaniach eksperymentalnych i opracowanych na ich podstawie równaniach. Jednakże obszar ich zastosowań jest ograniczony z uwagi na to, że odnoszą się raczej do pojedynczych przypadków.

Wspomniane rozwiązania nie mogą być zastosowane do dokładnego przewidywania przebiegu szronienia, zwłaszcza w początkowej fazie, oraz do określania wpływu struktury powierzchni na szronienie. Taki model, oparty na teorii nukleacji (zarodkowania), opracowali Cui i in. [5]. Hayashi i in. [6] podzielili szronienie na trzy etapy. W początkowym okresie formowania się szronu para wodna w powietrzu wilgotnym kondensuje i zamarza lub resublimuje na zimnych powierzchniach (rys. 1.5a), tworząc wspomniane wcześniej płatki i igły, stanowiące dodatkowe uźbrowanie powierzchni. Cząsteczki rozrastają się i łączą z cząsteczkami sąsiednimi, zwiększając swój rozrost we wszystkich kierunkach. Szron przyjmuje strukturę porowatą. Okres początkowy ma zasadniczy wpływ na dalszy rozrost szronu. Okres wzrostu szronu (rys. 1.5b) to przede wszystkim zmiana jego zagęszczenia. W tym

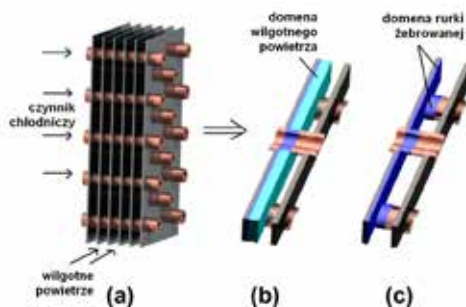


okresie znaczna część wymiany masy z wilgotnego powietrza do szronu przyczynia się do wzrostu gęstości, a zmiana grubości nie jest tak zauważalna, jak w okresie początkowym. W pełni rozwinięty okres wzrostu szronu występuje wtedy, gdy temperatura powierzchni szronu równa się z temperaturą topnienia (rys. 1.5c). Szron częściowo topi się i przenika przez pory w głąb i ewentualnie osiada na zimnej ścianie, gdzie zamarza. Proces kondensacji/zamarzania i topnienia z zamarzaniem trwa tak długo, aż zostanie osiągnięta równowaga termiczna. Efektem jest wygładzenie powierzchni szronu oraz zwiększenie szczelności i przewodności cieplnej warstwy [7,8].



Rys. 1.5. Schematy formowania się i narastania warstwy szronu [5]

Autorzy [9] proponują zastosowanie narzędzi CFD do analizy zachowania się szronu. Okres początkowy formowania się szronu może być przewidziany i jego wpływ na strukturę powierzchni może być poddany analizie. Autorzy uzyskali wyniki, które zawierały proces tworzenia się szronu w warunkach niestacjonarnych. Wyniki walidowane były za pomocą danych uzyskanych z równań empirycznych. Dokonano analizy w zakresie średniej grubości szronu, wartości współczynnika przenikania ciepła oraz spadku ciśnienia w przepływie powietrza. Analizie poddano również takie parametry, jak podziałka żeber, wilgotność względna, strumień masy powietrza i temperatura parowania czynnika chłodniczego.



Rys. 1.6. Modelowany wymiennik ciepła [5]

Na rysunku 1.6 pokazany został model geometryczny wymiennika poddane go analizie numerycznej w [5]. Geometria wymiennika (rys. 1.6a) została uproszczona (rys. 1.6b i 1.6c) z uwagi na charakter przepływu czynnika i medium chłodzącego. W tego typu wymiennikach można przyjąć, że przepływ ma charakter periodyczny i w modelu numerycznym wykorzystać tę cechę. W oparciu o symulacje w warunkach niestacjonarnych autorzy [5] zauważyli, że szron pojawia się po nawierzchni stronie rury. Szronienie jest najintensywniejsze podczas okresu początkowego, podczas gdy w okresie końcowym obserwuje się najmniejszy przyrost warstwy szronu. Ponadto autorzy wskazali, że mniejsza podziałka żeber, większa wilgotność względna powietrza, mniejsza prędkość powietrza i niższa temperatura ścianki przyczyniają się do szybszego wzrostu warstwy szronu oraz wywołanego szronem spadku ciśnienia na wymienniku. Huang i inni [10] badali wpływ grubości warstwy szronu na pracę wymiennika. Szczególną uwagę zwrócili na chwilowy wzrost intensywności wymiany ciepła na początku szronienia. Powszechnie przyjmowano, że za poprawę wymiany odpowiada chropowatość powierzchni szronu występująca na początku zamrażania wymiennika. Jednak z dotychczasowych badań wynikało, że istotny wzrost efektywności wymiany ciepła zachodzi przy przepływach turbulentnych, podczas gdy większość wymienników stosowanych w ogrzewaniu, wentylacji i klimatyzacji pracuje w obszarze laminarnym. Gdyby chropowatość lodu była wyjaśnieniem tego efektu, chwilowy wzrost wymienianego strumienia ciepła dotyczyłby również przypadków z zimną płytą płaską, jednak efekt ten zaobserwowano jedynie podczas badań wymienników rurowych. Autorzy [10] stwierdzili, że wzrost strumienia wymienianego ciepła na początku szronienia jest związany z przewodnością cieplną szronu. Efekt ten niemal nie występuje przy przewodności szronu poniżej  $0,1 \text{ W}/(\text{m}\times\text{K})$ . Ponadto za główną przyczynę skoku wartości strumienia ciepła uważa się osiągnięcie średnicy krytycznej przez oszronioną rurkę. Autorzy zalecają, aby odszraniać wymiennik, gdy szron zablokuje połowę pola przekroju kanału powietrza. Jeżeli szronienie jest intensywne, powinny być stosowane wymienniki o wysokich żebrach.

### 1.3. Analiza pracy wentylatorowej chłodnicy powietrza w warunkach szronienia

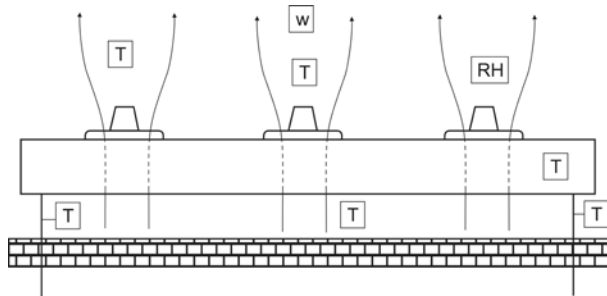
W niniejszym rozdziale podjęto próbę oceny wpływu szronienia na pracę wymiennika. Ciągły zapis parametrów mierzonych w chłodni oraz na samym wymienniku pozwolił na wiarygodną ocenę pracy wymiennika w warunkach szronienia. Dlatego w oparciu o zebrane dane eksperymentalne dokonano oceny pracy wymiennika w chwili, gdy obserwowano największe oszronienie rur i lamel, oraz w momencie, w którym rury oraz lamele wolne były od szronu. Na rysunku 1.7 pokazano zdjęcie chłodnicy powietrza, której poświęcono uwagę w niniejszym rozdziale.



Rys. 1.7. Wentylatorowa chłodnica powietrza: a) widok z przodu, b) widok z tyłu; fot. M. Łukaszuk

Pomiary parametrów powietrza w komorze składowej realizowane były w sposób ciągły z wykorzystaniem mobilnego i stacjonarnego układu pomiarowego [1]. Celem pomiarów było ewaluacja doświadczalna wpływu pracy chłodnicy wentylatorowej powietrza na warunki panujące w złożu warzyw oraz uzyskanie wyników pozwalających na ewaluację modelu numerycznego chłodni. Zagadnienia dotyczące pomiarów powietrza w chłodni oraz w złożu nie są analizowane w niniejszej monografii, dlatego autor przedstawił pokrótce jedynie fragment systemu pomiarowego obejmującego przedmiotową chłodnicę. Pomiary rejestrowane były w systemie ciągłym od listopada 2014 do marca 2015, a w systemie jezdnym od 16.01.2015 do 6 marca 2015 roku.

Lokalizacje czujników pomiarowych pokazano schematycznie na rysunku 1.8. Zdjęcia pokazujące lokalizacje czujnika temperatury na wlocie do chłodnicy oraz czujnika temperatury lameli zawiera rysunek 1.9.



Rys. 1.8. Schemat lokalizacji czujników pomiarowych

Podczas badań wykonano pomiary obejmujące:

- wilgotność względną ( $RH$ ) i temperaturę ( $T$ ) powietrza na wylocie z chłodnicy,
- temperaturę ( $T$ ) na wlocie do chłodnicy (zob. rys. 1.9),
- prędkości ( $w$ ) i temperatury ( $T$ ) na czterech różnych poziomach w płaszczyźnie środkowej chłodni,
- temperaturę ( $T$ ) glikolu na wlocie i wylocie z wymiennika oraz na rurkach,
- temperaturę powierzchni lameli (zob. rys. 1.9).



a)

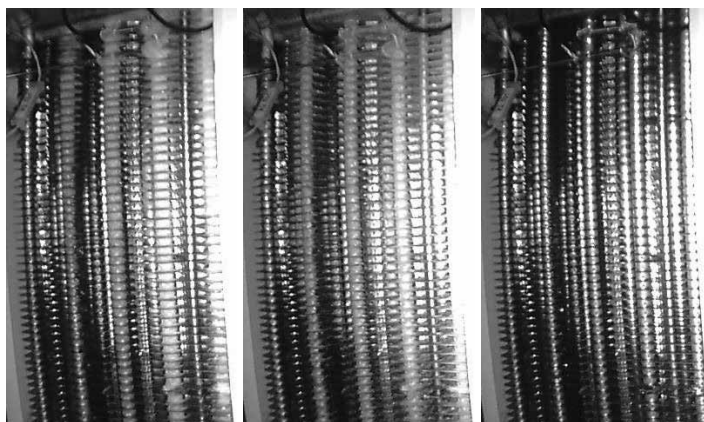


b)

Rys. 1.9. Widok na wlot do chłodnicy: a) lokalizacja czujnika temperatury powietrza, b) czujnik temperatury powierzchni lameli; fot. M. Łukaszuk

Do pomiaru prędkości wykorzystano sondy wszechkierunkowe Delta Ohm HD103t z zakresem pomiarowym 0–5 m/s. Dokładność sond to  $\pm 0,04$  m/s w zakresie 0–1 m/s oraz  $\pm 0,2$  m/s w zakresie 1–5 m/s. Pomiaru wilgotności względnej i temperatury powietrza w układzie jezdnym dokonano za pomocą czujnika E+E Elektronik typu J z podgrzewaniem ciągłym. Zakres pomiarowy: 0–100%  $RH$  i dokładność 1,5%  $RH$  w zakresie  $RH < 90\%$  i 2,7% dla  $RH > 90\%$ . Jako czujniki temperatury wykorzystano również termopary CZAKI 361K-3-W3.

W wymienniku chłodnicy zachodzi kondensacja pary wodnej i jej wymrażanie, wymagające okresowego odszraniania. Szron na lamelach chłodnicy blokuje przepływ powietrza, stanowiąc dodatkowy opór zmieniający jej wydajność oraz warunki wymiany ciepła w chłodnicy. W trakcie realizacji pomiarów w sposób ciągły monitorowano poziom oszronienia chłodnicy poprzez zapis obrazu z kamery internetowej. Pliki wideo poddane zostały obróbce, z której uzyskano obrazy ukazujące zmiany w oszronieniu (rys. 1.10).



Rys. 1.10. Fotografia oszronionej chłodnicy (po lewej) między cyklami odszraniania (środek) oraz tuż po odszranianiu (po prawej) [1]

Podczas pracy chłodnicy odszranianie wymiennika prowadzono dwa razy na dobę, co trwało 10 min, lecz jego wpływ na parametry powietrza był zdecydowanie dłuższy. W czasie odszraniania następowały gwałtowne zmiany parametrów powietrza w komorze badawczej, w różny sposób wpływając na warunki przechowywania produktu. Zmiany te były uzależnione również od trybu pracy chłodnicy: 100%, 80%, 60% i 40% mocy napędu wentylatorów. Zmiana mocy napędu wentylatorów skutkowała zmianami prędkości przepływającego powietrza, co pokazano dalej, na rysunku 1.15. Do analizy pracy wybrano wyniki zebrane podczas jednego cyklu, pomiędzy kolejnymi procesami odszraniania.

Dla chłodnic powietrza obliczeniowe różnice temperatur wymiennika można zapisać w postaci [11]:

- różnica temperatury na wejściu

$$\Delta t_{1,sz} = t_{in,sz} - t_{in,g,sz}, \quad (1.1)$$

- średnia arytmetyczna różnica temperatury

$$\Delta t_{2,sz} = \frac{(t_{in,sz} - t_{in,g,sz}) + (t_{out,sz} - t_{in,g,sz})}{2}, \quad (1.2)$$

- średnia logarytmiczna różnica temperatury

$$\Delta t_{3,sz} = \frac{(t_{in,sz} - t_{out,g,sz}) + (t_{out,sz} - t_{in,g,sz})}{\ln\left(\frac{t_{in,sz} - t_{out,g,sz}}{t_{out,sz} - t_{in,g,sz}}\right)}, \quad (1.3)$$

Wydajność chłodnicza dla chłodnic powietrza uzależniona jest od czynników charakteryzujących transport ciepła dla dowolnej powierzchni i opisana jest zależnością:

$$\dot{Q}_{ch} = k \cdot A_{ch} \cdot \Delta T_m, \quad (1.4)$$

gdzie  $k$  jest współczynnikiem przenikania ciepła,  $A_{ch}$  jest polem powierzchni wymiennika, a  $\Delta T_m$  jest średnią logarytmiczną różnicą temperatur i dla analizowanego wymiennika może być opisana za pomocą równania (1.3).

Współczynnik przenikania ciepła  $k$  zależy od współczynników wnikania ciepła  $\alpha_i$  oraz  $\alpha_o$ , odniesionymi odpowiednio do czynnika chłodniczego i ochładzanego powietrza, oraz od przewodności cieplnej materiału ścianki. Ponieważ do budowy wymienników stosuje się materiały o wysokiej przewodności cieplnej, dlatego strumień ciepła zależy głównie od współczynników wnikania ciepła.

Przyjmując zgodnie z kartą producenta pole powierzchni wymiany ciepła  $A_{ch} = 5,703 \text{ m}^2$ , można z równania (1.4) obliczyć współczynnik przenikania ciepła  $k$  przy wykorzystaniu równania na wydajność chłodniczą w postaci:

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_g \cdot c_{p_g} \cdot \Delta t_g. \quad (1.5)$$

Obliczona z równania (1.4), przy wykorzystaniu równania (1.5) wartość współczynnika przenikania ciepła  $k$  przyjmuje stałą wartość dla całej powierzchni wymiany ciepła. Obliczenie wartości rzeczywistej jest zagadnieniem skomplikowanym z uwagi na nieliniowy charakter różnicy temperatury, jaki obserwuje się na powierzchni wymiennika. Z kolei różnica temperatury jest bezpośrednio związana ze współczynnikami wnikania ciepła.

Baza wyników eksperymentalnych zawiera dane pomiarowe zapisywane co 5 sekund. W celu analizy pracy wymiennika wybrano dane z jednego dnia pomiarowego. Przykładowe, uśrednione z 10 minut dane eksperymentalne zestawione zostały w tabelach 1.1–1.4.

**Tab. 1.1.** Parametry powietrza wilgotnego zmierzone w trakcie badań eksperymentalnych

przed odszranianiem – indeks „sz”			
	temperatura, °C	wilgotność wzgl., %	prędkość, m/s
wlot	$t_{in,sz} = 2,18$	$\varphi_{in,sz} = 86,9$	b.d.
wylot	$t_{out,sz} = 0,95$	$\varphi_{out,sz} = 83,0$	$w_{out,sz} = 0,688$
po odszranianiu			
	temperatura, °C	wilgotność wzgl., %	prędkość, m/s
wlot	$t_{in} = 2,39$	$\varphi_{in} = 87,8$	b.d.
wylot	$t_{out} = 0,95$	$\varphi_{out} = 79,8$	$w_{out} = 0,540$

**Tab. 1.2.** Parametry powietrza wilgotnego obliczone na podstawie wyników pomiarów

przed odszranianiem – indeks „sz”			
	entalpia, kJ/kg	gęstość, kg/m <sup>3</sup>	zawartość wilgoci, g/kg
wlot	$h_{in,sz} = 11,84$	$\rho_{in,sz} = 1,275$	$x_{in,sz} = 3,90$
wylot	$h_{out,sz} = 12,30$	$\rho_{out,sz} = 1,282$	$x_{out,sz} = 3,37$
po odszranianiu			
	entalpia, kJ/kg	gęstość, kg/m <sup>3</sup>	zawartość wilgoci, g/kg
wlot	$h_{in} = 12,30$	$\rho_{in} = 1,274$	$x_{in} = 3,95$
wylot	$h_{out} = 9,05$	$\rho_{out} = 1,282$	$x_{out} = 3,24$

W tabeli 1.1 przedstawione zostały wyniki pomiarów parametrów powietrza na wlocie i wylocie z chłodnicy. Mając dane parametry wejściowe w postaci wielkości  $(t, \varphi)$ , wyznaczono pozostałe parametry powietrza wilgotnego  $(h, \rho, x)$  przy wykorzystaniu środowiska CoolPROP. Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 1.2. Średnią temperaturę rurek zawiera tabela 1.3, natomiast średnie parametry przepływowe chłodziwa pokazano w tabeli 1.4. Miejsca, w których umieszczone były czujniki temperatury, pokazano w kolejnym rozdziale, na rysunku (2.2).

**Tab. 1.3.** Średnia temperatura rurek w wymienniku [1]

przed odszranianiem		po odszranianiu	
nr rury	temperatura, °C	nr rury	temperatura, °C
1	-0,89	1	-1,13
2	-1,04	2	-1,30
3	-1,25	3	-1,53
4	-1,10	4	-1,36

## 1. Badania chłodnicy powietrza w warunkach szronienia

przed odszranianiem		po odszranianiu	
nr rury	temperatura, °C	nr rury	temperatura, °C
5	-1,41	5	-1,70
6	-1,32	6	-1,60
7	-1,48	7	-1,79
8	-1,57	8	-1,89
9	-1,69	9	-2,05
10	-1,64	10	-1,98
11	-1,77	11	-2,14
12	-1,83	12	-2,21
13	-1,96	13	-2,38
14	-1,90	14	-2,29
15	-1,98	15	-2,41
16	-1,98	16	-2,44
17	-2,06	17	-2,53
18	-1,99	18	-2,53
średnia	<b>-1,60</b>	średnia	<b>-1,96</b>

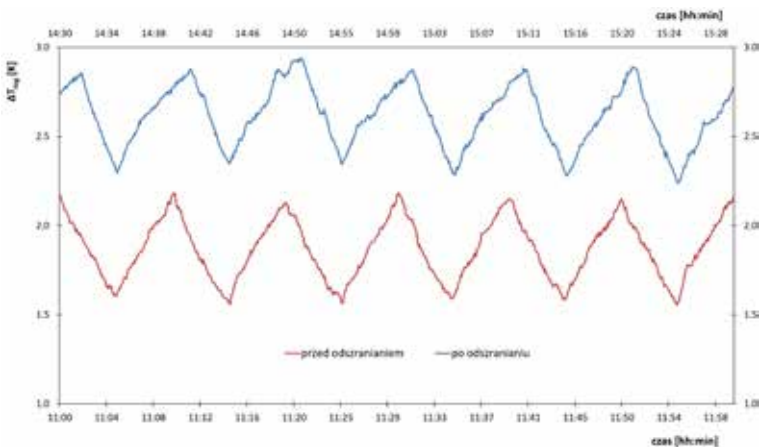
**Tab. 1.4.** Parametry chłodziwa na wlocie i wylocie wymiennika [1]

przed odszranianiem – indeks „sz”		
	temperatura, °C	strumień masy, kg/s
wlot	$t_{in,g,sz} = -2,06$	$\dot{m}_{in,g,sz} = 0,0939$
wylot	$t_{out,g,sz} = -0,89$	–
zmiana temperatury	$\Delta t_{g,sz} = 1,17$	–
po odszranianiu		
	temperatura, °C	strumień masy, kg/s
wlot	$t_{in,g} = -2,53$	$\dot{m}_{in,g} = 0,0961$
wylot	$t_{out,g} = -1,13$	–
zmiana temperatury	$\Delta t_g = 1,40$	–

Wyniki wskazują, że w obu przypadkach, tj. przed i po odszranianiu, końcowa temperatura powietrza ma taką samą wartość, jednakże w przypadku chłodnicy zasronionej temperatura na wlocie jest nieznacznie wyższa niż dla chłodnicy bez szronu. Można również zauważyć, że dla oszronionej chłodnicy prędkość powietrza jest większa niż dla chłodnicy czystej. Wynika to oczywiście z faktu, że zasroniona chłodnica ma mniejszy przekrój poprzeczny, przez który przepływa powietrze.



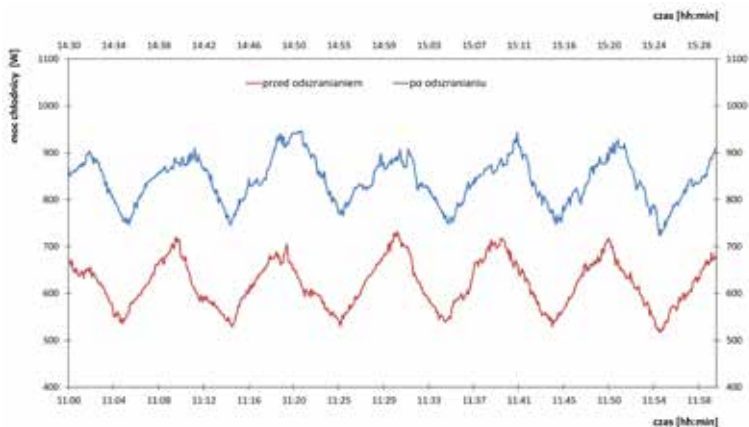
Zaskakujący jest jednak fakt, że w obu przypadkach pracy obserwuje się obniżenie wilgotności względnej powietrza. Taki proces jest odmienny od oczekiwanego. Można jednak wnioskować, że przyczyną tego zjawiska jest nierównomierny przepływ powietrza przez chłodnicę. Jednocześnie może być ono wynikiem dużej wartości współczynnika obejścia chłodnicy, tj. wielkości informującej, jaki jest stosunek masy powietrza przepływającego bez kontaktu ze ściankami chłodnicy do całkowitej masy przepływającego powietrza. Trzecią równie prawdopodobną przyczyną może być niezbyt precyzyjny pomiar wilgotności względnej. Pomiaru dokonywano bowiem w odległości kilkunastu centymetrów zarówno przed, jak i za chłodnicą. Jeśli chodzi o zawartość wilgoci w powietrzu, na wylocie z chłodnicy zgodnie z oczekiwaniami następuje spadek tego parametru. Czysta chłodnica odebrała nieznacznie więcej wilgoci niż chłodnica zaszroniona.



Rys. 1.11. Rozkład logarytmicznej różnicy temperatury na wymienniku

Wartość logarytmicznej różnicy temperatury chłodnicy obliczonej według równania (1.3) pokazano na rysunku 1.11. Wykreślone zostały rozkłady  $\Delta T_{\log} = \Delta t_{3, sz}$  dla dwóch trybów pracy wymiennika, tj. w momencie, gdy lamele i rurki pokryte były szronem (przypadek opisany na rysunku jako „przed odszranianiem”), oraz w momencie, gdy lamele i rurki wolne były od szronu („po odszranianiu”). Prezentowany na wykresie przedział czasowy obejmuje 1 godzinę pracy wymiennika. Na wykresie obserwuje się piłokształtny rozkład różnicy temperatur, co wynika z cyklicznej pracy urządzenia. Rysunek wskazuje, że dla oszronionej chłodnicy różnica temperatur  $\Delta T_{\log}$  jest o około 0,5 K mniejsza niż dla czystej chłodnicy.

Na rysunku 1.12 pokazano zmianę mocy chłodnicy dla warunków pracy, gdy lamele i rurki są wolne od szronu, oraz w czasie, gdy obserwowano zaszronienie wymiennika.

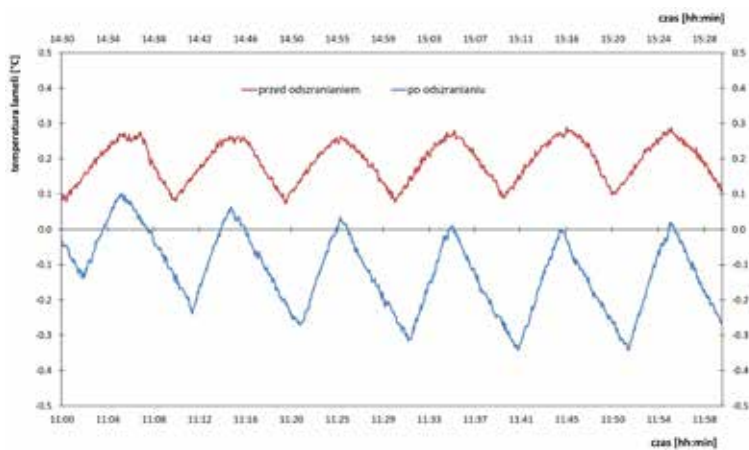


Rys. 1.12. Obliczona moc chłodnicy

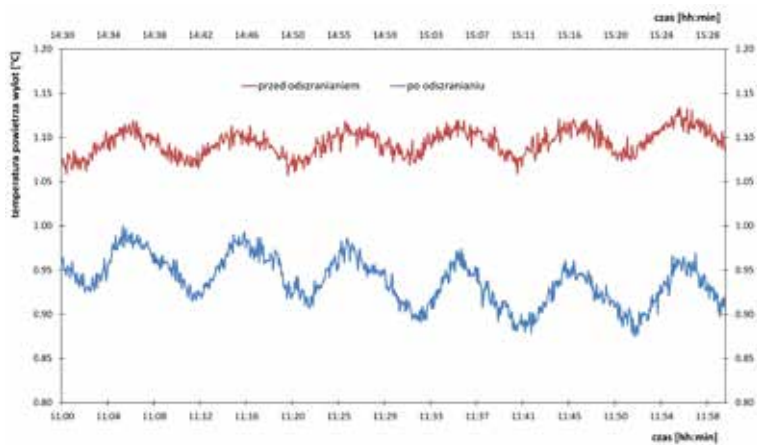
Moc chłodnicy od strony powietrza nie była analizowana. Prędkość powietrza podczas pracy wymiennika zmieniała się w szerokim zakresie, z uwagi na to, że wentylatory pracowały ze zmienną prędkością obrotową (zob. rys. 1.15). Ponadto podczas badań eksperymentalnych mierzona była prędkość powietrza na wylocie z wymiennika, w czterech punktach przypadających na każdy wentylator w odległości około 30 cm od chłodnicy. Nie mierzono jednak strumienia objętości przepływającego powietrza. Próby uśrednienia mocy wymiennika po stronie powietrza obarczone byłyby zbyt dużymi błędami. W analizowanym przedziale czasowym moc chłodnicy zmienia się w zakresie 0,75 kW–0,9 kW dla okresu następującego po odszranianiu. Moc zasronionej chłodnicy jest o około 0,2 kW mniejsza i zmienia się w zakresie 0,55 kW–0,75 kW. Warto dodać, że minimalna moc wymiennika, z jaką pracowała chłodnica, to około 0,35 kW, natomiast największa to prawie 1,2 kW.

Na rysunku 1.13 pokazano zarejestrowaną temperaturę lameli. Wyraźnie widać, że dla zasronionej chłodnicy temperatura lameli jest wyższa niż dla czystej chłodnicy. Wynika to oczywiście z oporu termicznego, jaki stawia narastająca warstwa szronu. Rozkład temperatury wskazuje, że w całym analizowanym okresie temperatura lameli oszronionej chłodnicy waha się w zakresie 0,1–0,3°C, natomiast dla czystej chłodnicy wahania te zmieniają się od –0,1 do +0,1°C i w miarę upływu czasu zmieniają się od –0,3 do 0°C.

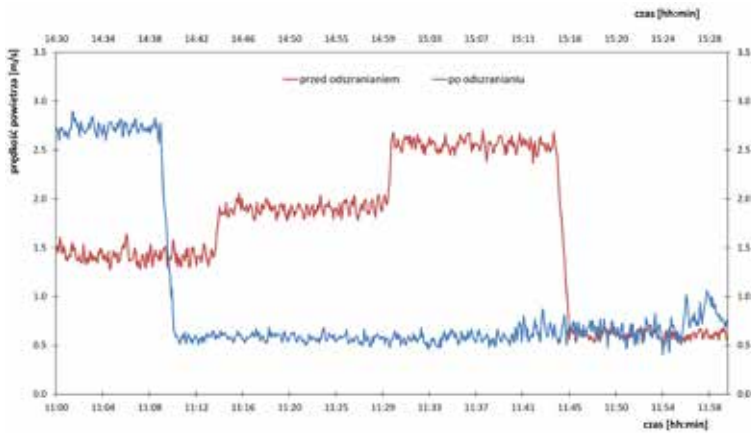
Podobny trend można zauważyć na rysunku 1.14, gdzie wykreślono wartość temperatury na wylocie z chłodnicy. Średnia temperatura powietrza dla zasronionej chłodnicy to około 1,1°C, natomiast dla czystej chłodnicy średnia temperatura powietrza nieznacznie obniża się wraz z upływem czasu.



Rys. 1.13. Temperatura lameli przed i po procesie odzraniania



Rys. 1.14. Zmiana temperatury powietrza na wylocie przed i po procesie odzraniania



Rys. 1.15. Prędkość powietrza przepływającego przez wymiennik

Współczynnik obejścia chłodnicy  $BF$  (*bypass factor*) obliczony został z równania:

$$BF_{sz} = \frac{t_{out,sz} - \bar{t}_{rur,sz}}{t_{in,sz} - \bar{t}_{rur,sz}}, \quad (1.6)$$

gdzie indeks  $sz$  odnosi się do warunków przed procesem odszraniania, a  $\bar{t}_{rur}$  jest średnią temperaturą obliczona dla wszystkich rur wymiennika.

Współczynnik kontaktu oblicza się jako:

$$\beta_{sz} = 1 - BF_{sz}. \quad (1.7)$$

W sposób analogiczny do równania (1.6) i (1.7) oblicza się współczynnik obejścia chłodnicy i współczynnik kontaktu chłodnicy dla warunków po procesie odszraniania.

Przedstawione zależności pozwalają na prawidłową ocenę wpływu szronu na pracę wymiennika, a ich znajomość pozwala na uniknięcie błędów projektowych lub doborowych powierzchni wymiany ciepła wymienników pracujących w warunkach szronienia. Zmianę oporu termicznego wywołanego szronieniem oblicza się jako:

$$\Delta R_{sz} = \frac{1}{k - k_{sz}}. \quad (1.8)$$

Prezentowane dotychczas wyniki odnosiły się do pojedynczego cyklu pracy chłodnicy. W celu oceny wpływu zaszczenia na jakość pracy chłodnicy pod uwagę wzięto okres 4 dni, tj. okres, który obejmuje 8 cykli odszraniania. Na podstawie analizy uzyskanych parametrów cieplno-przepływowych obliczono średnią moc chłod-

nicy  $\dot{Q}_{ch}$ , średni dla całej chłodnicy współczynnik przenikania ciepła  $k$ , współczynnik obejścia  $BF$  oraz zmianę oporu termicznego wywołanego szronieniem  $\Delta R_{sz}$ . Wyniki dla analizowanych warunków pracy chłodnicy zestawiono w tabeli 1.5. W tabeli 1.6 pokazano średnie różnice temperatury obliczone według (1.1)–(1.3).

Spadek mocy chłodniczej wymiennika obliczono z równania:

$$\Delta \dot{Q}_{ch} = \frac{\dot{Q}_{ch} - \dot{Q}_{ch,sz}}{\dot{Q}_{ch}} \cdot 100\% . \quad (1.9)$$

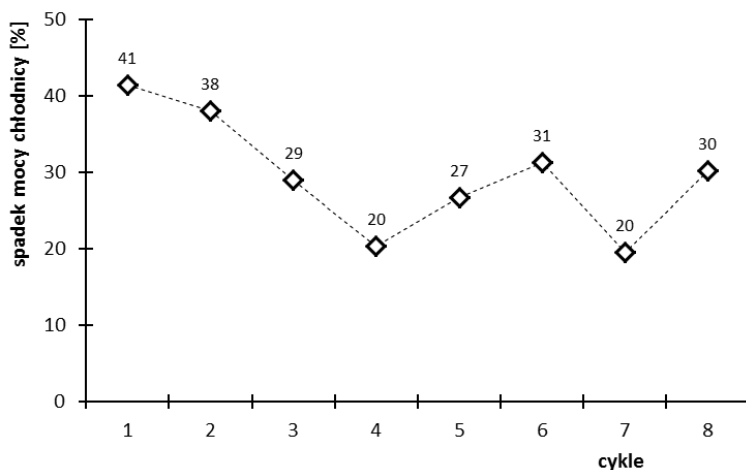
Wartość obliczonego spadku mocy chłodniczej wymiennika  $\Delta \dot{Q}_{ch}$  pokazano na rysunku 1.16, natomiast współczynnik obejścia graficznie na rysunku 1.17.

**Tab. 1.5.** Wyniki obliczeń parametrów charakteryzujących pracę chłodnicy

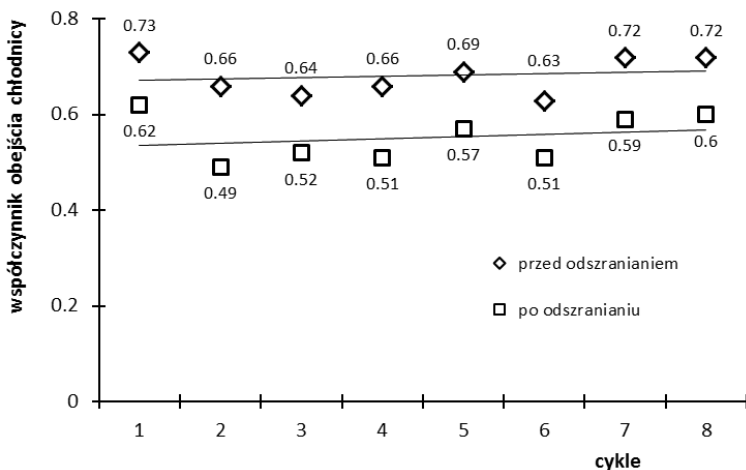
przed odszranianiem			po odszranianiu			
$\dot{Q}_{ch,sz}$ [W]	$k_{sz}$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$BF_{sz}$	$\dot{Q}_{ch}$ [W]	$k$ [W/(m <sup>2</sup> K)]	$BF$	$\Delta R_{sz}$ [m <sup>2</sup> K/W]
145,8	18	0,73	249,2	31	0,62	0,08
155,3	12	0,66	250,9	19	0,49	0,13
153,2	12	0,64	215,8	17	0,52	0,20
170,6	12	0,66	214,3	15	0,51	0,32
181,1	12	0,69	247,1	17	0,57	0,22
153,2	11	0,63	223,2	17	0,51	0,18
223,1	13	0,72	277,6	16	0,59	0,31
247,8	21	0,72	355,2	30	0,60	0,11

**Tab. 1.6.** Obliczeniowe różnice temperatur chłodnicy w Kelwinach

przed odszranianiem			po odszranianiu		
$\Delta t_{1,sz}$	$\Delta t_{2,sz}$	$\Delta t_{3,sz}$	$\Delta t_1$	$\Delta t_2$	$\Delta t_3$
1,8	1,6	1,4	3,4	2,8	2,4
3,0	2,5	2,2	3,9	3,3	3,0
2,9	2,4	2,2	3,5	2,9	3,6
3,2	2,7	2,4	3,3	2,8	2,5
3,3	2,8	2,6	3,8	3,3	2,9
3,1	2,5	2,3	3,8	3,3	2,9
3,8	3,3	3,0	4,4	3,9	3,4
2,7	2,4	2,0	3,3	3,1	2,5



Rys. 1.16. Spadek mocy chłodniczej wywołany szronieniem



Rys. 1.17. Współczynnik obejścia chłodnicy

Wyniki wskazują, że oszronienie chłodnicy obniża jej moc chłodniczą o 20–40%, powiększając jej współczynnik obejścia  $BF$ . Można obliczyć, że wzrost ten mieści się w granicach 18–35% dla analizowanego okresu pracy wymiennika. Oszroniona chłodnica charakteryzuje się wartościami współczynnika obejścia na średnim poziomie 0,68, natomiast po odszranianiu średnia wartość współczynnika  $BF$  to 0,55. Analizując różnice temperatury zestawione w tabeli 1.6, widać, że chłodnica po odszranianiu pracuje przy wyższych wartościach różnicy tempera-

tury. Odszronienie wymiennika zwiększyło różnicę temperatur maksymalnie o 1,4 K (zob.  $\Delta t_3$  w cyklu 3 w tabeli 1.6). Zmiana oporu termicznego, jaki stawia warstwa narastającego szronu, wynosi maksymalnie  $0,32 \text{ m}^2 \times \text{K/W}$ .

## Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono wybrane wyniki badań eksperymentalnych lamelowej chłodnicy powietrza pracującej w chłodni owocowo-warzywnej. Na podstawie zarejestrowanych w sposób ciągły z odstępem czasowym 5 sekund pomiarów dokonano analizy pracy chłodnicy w warunkach szronienia. Wyniki wykazały negatywny wpływ szronu na moc chłodnicy i w efekcie na temperaturę powietrza ochładzanego. W pojedynczym cyklu szron obniża moc chłodnicy o około 0,2 kW, jednakże w dłuższym okresie pracy obniżenie się wydajności chłodniczej wymiennika może sięgać 40%. Przedmiotowa chłodnica charakteryzuje się dość wysokim współczynnikiem obejścia, średnio 0,55, który w warunkach szronienia jeszcze wzrasta i w skrajnym przypadku w analizowanym okresie wynosi  $BF_{\text{max,sz}} = 0,73$ . Oznacza to, że prawie  $\frac{3}{4}$  przepływającego powietrza nie ma kontaktu z powierzchnią wymiany ciepła. Prezentowane w rozdziale wyniki mają wartość poznawczą i praktyczną, a zwłaszcza znajomość współczynnika obejścia, który zmienia się wraz z grubością narastającego szronu. W projektowaniu tego typu wymienników wpływ szronu jest zwyczajowo pomijany z uwagi na indywidualny dla każdego wymiennika charakter narastania szronu. Ocena ilościowa zmian parametrów charakteryzujących pracę chłodnicy, jakie obserwuje się w warunkach narastania szronu na powierzchni wymiennika ciepła, może być użyteczna dla poprawy lub zmiany warunków odszraniania. Należy dodać, że pokazane wyniki odnoszą się do konkretnej chłodnicy powietrza, jednak z uwagi na podobne konstrukcje tego typu aparatów mogą stanowić one doskonały materiał do wykorzystania przy projektowaniu kolejnych urządzeń. Uzyskane wyniki posłużyły jako materiał walidacyjny do obliczeń numerycznych chłodni, jak również jako materiał wejściowy do obliczeń numerycznych analizowanej chłodnicy, co zostało pokazane w rozdziale 3.

## Literatura

1. *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw*, Program Badań Stosowanych PBS1/A8/7/2012, Politechnika Białostocka, 2012–2015.
2. Paliwoda, A. (1980), Przyczynek do projektowania chłodnic powietrza o powierzchni rozwiniętej, *Chłodnictwo* 25, nr 2, 3–7.

3. Zakrzewski, B., Pewne osobliwości procesu szronienia powierzchni, *XXIII Dni Chłodnictwa*, Poznań 1991, s. 132–138.
4. Gatchilov, T.S., Ivanova, V.S., Characteristics of the frost formed on the surface of the finned air-coolers, *Proceedings of the XV International Congress of Refrigeration*, Venezia, Italy, 1979, paper No. B2/ 71.
5. Cui, J., Li W.Z., Liu, Y., Jiang, Z.Y. (2011) A new time- and space-dependent model for predicting frost formation, *Applied Thermal Engineering* 31, 447–457.
6. Hayashi, Y., Aoki, K., Yuhara, H. (1977), Study of frost formation based on a theoretical model of the frost layer. *Heat Transfer – Japanese Research* 6.
7. Niezgoda-Żelasko, B., Zalewski, W., Gołogórski, J. (1997), Spadek ciśnienia przy przepływie prostopadłym do pęku rur gładkich, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* 4, nr 3, 113–118.
8. Wesołowski, A. *Urządzenia chłodnicze i kriogeniczne oraz ich pomiary cieplne*, Wyd. WNT, Warszawa 1980.
9. Cui, J., Li, W.Z., Liu, Y., Zhao, Y.S. (2011), A new model for predicting performance of fin-and-tube heat exchanger under frost condition, *International Journal of Heat and Fluid Flow* 32, 249–260.
10. Huang, J.M., Hsieh, W.C., Ke, X.J., Wang, C.C. (2008), The effects of frost thickness on the heat transfer of finned tube heat exchanger subject to the combined influence of fan types, *Applied Thermal Engineering* 28, 728–737.
11. Zakrzewski, B. *Odszranianie oziębiaczy powietrza*, WNT, Warszawa 2007.





## 2. Modelowanie numeryczne CFD chłodnicy powietrza

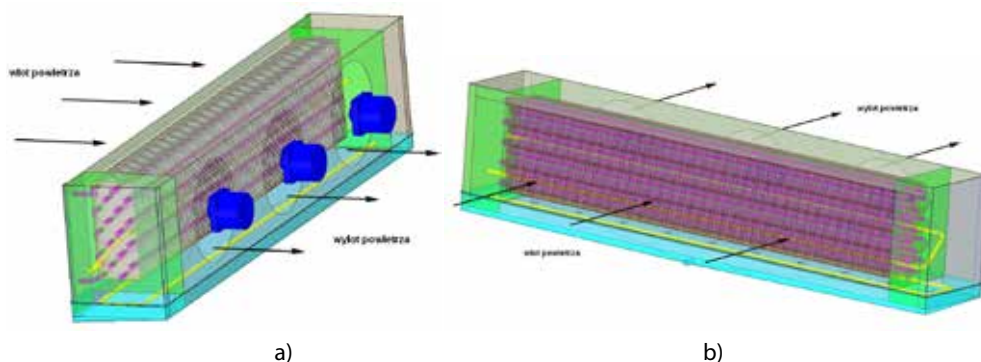
Realizacja specyfikacji wymagań technologicznych w zakresie parametrów cieplno-przepływowych i cieplno-wilgotnościowych, stawianych dla przechowywanych w chłodniach produktów rolnych, jest jednym z głównych parametrów pozwalających na ocenę układu chłodniczego. Wymagania te wynikają wprost z procesów, jakie zachodzą w produktach po zbiorze. Procesy fizyczne i fizjologiczne w produktach zachodzą również w trakcie ich przechowywania. Bardzo często komory chłodnicze wyposażane są w proste i tanie układy chłodnicze. Przyczynia się to ponoszenia dużych strat przechowalniczych powstałych w wyniku gnicia, nadmiernego wysuszenia bądź innego uszkodzenia, które przyczynia się do utraty wartości odżywczych i smakowych produktu. Straty przechowalnicze minimalizuje się poprzez jak najszybsze spowolnienie procesów życiowych produktów po zbiorze, obniżając ich temperatury. Schłodzenie produktu do temperatury przechowywania przyczynia się do nawet 10-krotnego spowolnienia ich oddychania. Przekłada się to na zmniejszenie utraty masy produktu oraz wydłużenie okresu jego przechowywania przy zachowaniu dobrej jakości. Czas i jakość schładzania ma w tym przypadku kluczowe znaczenie. Źle dobrane warunki schładzania mogą być przyczyną utraty jakości produktu z uwagi na rozwijające się choroby, grzyby i pleśnie. Mogą również występować procesy gnilne. Oprócz czasu schładzania i temperatury, w której przechowuje się produkty, istotna jest również wilgotność powietrza. Warzywa i owoce zawierają do 98% wody, dlatego narażone są na szybką utratę wilgoci, jeśli będą przechowywane w pomieszczeniu, w którym powietrze ma niską wilgotność względną. Utrata wilgoci przez przechowywane produkty to wynik przede wszystkim parowania wilgoci. Dlatego ważne jest, aby urządzenie chłodnicze instalowane w przechowalni warzyw i owoców gwarantowało utrzymanie możliwie wysokiej wilgotności powietrza podczas całego okresu przechowywania. Dodatkowo wilgotność ta oraz stała temperatura powinny być utrzymywane w całej komorze równomiernie, aby zapewnić schładzanie wszystkich produktów w jednakowym tempie. Jest to o tyle ważne, że produkty umieszczone bliżej chłodnicy szybciej poddawane są działaniu niskiej temperatury powietrza wyływającego z chłodnicy. Powietrze to ma również większą prędkość na wyjściu z chłodnicy, dlatego produkty składowane w jej pobliżu doświadczają innych warunków cieplno-przepływowych względem produktów składowanych w dalszej części komory. Należy również dodać, że wysoka wilgotność powietrza w komorze przechowalniczej może być przyczyną wykrapłania się wilgoci na przechowywanym produkcie. Zjawisko takie może wystą-

pić wskutek wyłączenia chłodnicy powietrza. Wówczas najzimniejszymi mającymi kontakt z wilgotnym powietrzem są powierzchnie przechowywanych produktów. Wykroplona na produkcie wilgoć jest zjawiskiem niekorzystnym, gdyż przyczynia się do powstawania chorób, pleśni i przyspiesza proces gnicia.

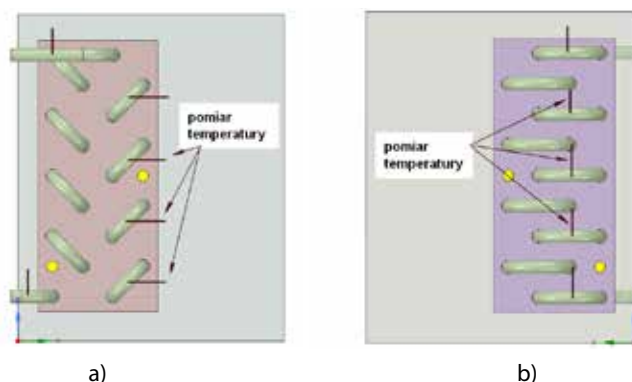
Utrzymywanie właściwej temperatury w komorze przechowalniczej odbywa się za pomocą lamelowej wentylatorowej chłodnicy powietrza. W praktyce stosowane układy chłodnicze wraz z automatyką pozwalają na regulację ich pracy w ograniczonym zakresie, co utrudnia, a czasem uniemożliwia utrzymanie stabilnego poziomu temperatury w komorze przechowalniczej. Standardowo dobór wyposażenia układu chłodniczego odbywa się na podstawie jednostkowego wskaźnika zapotrzebowania mocy, przy czym wskaźnik ten odnoszony jest do 1 tony pojemności komory. Taka praktyka skutkuje tym, że urządzenie dobrane jest na maksymalne obciążenie cieplne, które występuje podczas załadowania komory przechowalniczej produktem świeżo po zbiorze. Czas pracy z maksymalnym obciążeniem jest niewielki względem okresu przechowywania, gdyż po uzyskaniu oczekiwanych parametrów termicznych zmniejsza się zapotrzebowanie za chłód. Dostosowywanie wydajności chłodniczej do rzeczywistego obciążenia cieplnego w układach tradycyjnych odbywa się metodą włącz/wyłącz urządzenie chłodnicze, czyli za pomocą okresowych przerw w pracy układu chłodniczego. W efekcie w warunkach niskiego obciążenia cieplnego układ chłodniczy pracuje z pełną wydajnością tylko w sposób przerywany. Przerwa w pracy chłodnicy przyczynia się do zmiany warunków termicznych i wilgotnościowych w komorze. Rozpoznanie pracy chłodnicy w warunkach innych niż nominalne jest zatem silnie pożądane. Wykonanie szerokiego spektrum badań eksperymentalnych, w wyniku których uzyska się informację o parametrach cieplnych i wilgotnościowych w komorze podczas pracy chłodnicy w różnych warunkach, jest niemożliwe do wykonania z uwagi na koszty przedsięwzięcia. Należałoby bowiem przyjąć założenie, że celowe zmiany parametrów ciepło-wilgotnościowych powietrza podczas prowadzonych prac eksperymentalnych będą powodem dużych strat produktu z uwagi na uszkodzenia wywołane przez gnicie, wysuszenie, wymrożenie czy niedostateczne wychłodzenie. Z uwagi na ogromne koszty i straty produktu przeprowadzenie takich prac eksperymentalnych można uznać za niewykonalne. W takim przypadku rozpoznanie pracy chłodnicy w różnych warunkach obciążenia cieplnego oraz próba oceny komfortu termicznego w komorze przechowalniczej mogą być wykonane jedynie za pomocą modelowania numerycznego.

Zagadnienia związane z modelowaniem numerycznym chłodnicy powietrza zbadane zostały w ramach projektu należącego do Programu Badań Stosowanych *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw* [1] realizowanego w latach 2012–2015. Wyniki zrealizowanych prac badawczych przedstawione zostały w monografii [2]. Autor monografii był jednym z wykonawców projektu.

Chłodnica powietrza, dla której wykonane zostały symulacje numeryczne, pokazana jest w rozdziale 2 na rysunku 1.7. W rozdziale 2 przedstawiono również wyniki badań, które częściowo posłużyły jako warunki brzegowe do symulacji. Chłodnica wyposażona jest w 3 wentylatory cichobieżne, które wymuszają obieg powietrza. Umieszczono ją w komorze przechowalniczej warzyw i owoców. Zbudowana jest w wymiennika ciepła, na który składa się 18 rur, ukształtowanych w taki sposób, że uzyskuje się 9 biegów chłodziwa. Na rurkach zainstalowano 149 lameli o wymiarach  $202 \times 90 \times 0,25$  mm i podziałce 7 mm. Uzupełnieniem wymiennika są dwie grzałki elektryczne uruchomiane przy procedurze odszraniania wymiennika. Do symulacji pracy wymiennika zastosowano techniki CFD (*Computational Fluid Dynamics*). Model geometryczny chłodnicy wykonany w środowisku CAD pokazano na rysunku 2.1.



**Rys. 2.1.** Model geometryczny chłodnicy wentylatorowej zbudowany w środowisku CAD: a) widok od strony wentylatorów, b) widok od strony wpływającego powietrza



**Rys. 2.2.** Widok od strony lewej (a) i prawej (b) na ukształtowanie rur z chłodziwem oraz lokalizacja czujników temperatury na rurkach

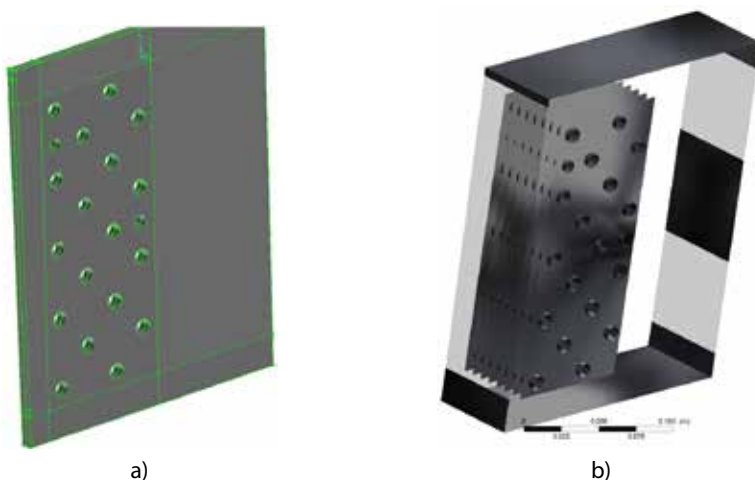
## 2.1. Obliczenia lamelowej chłodnicy powietrza – model jednego żebra

Do budowy modelu chłodnicy wentylatorowej z rur żebrowanych oraz dyskretyzacji modelu siatką obliczeniową wykorzystano oprogramowanie Gambit w wersji 2.4.

Opracowano fragment modelu obejmujący pojedyncze żebro oraz otaczające to żebro przepływające przez chłodnicę powietrze. Widok modelu geometrycznego pojedynczego żebra pokazano na rysunku 2.3a, natomiast na rysunku 2.3b przedstawiono widok modelu po zastosowaniu periodycznego odbicia oraz renderowania.

Zbudowany model geometryczny składa się w sumie z:

- liczby węzłów: 168,
- liczby krawędzi: 326,
- liczby powierzchni: 186,
- liczby objętości: 27,
- liczby grup: 14,



Rys. 2.3. Model geometryczny fragmentu wymiennika: a) widok na pojedyncze żebro; b) widok z zastosowaniem warunku periodycznego odbicia

### Dyskretyzacja modelu

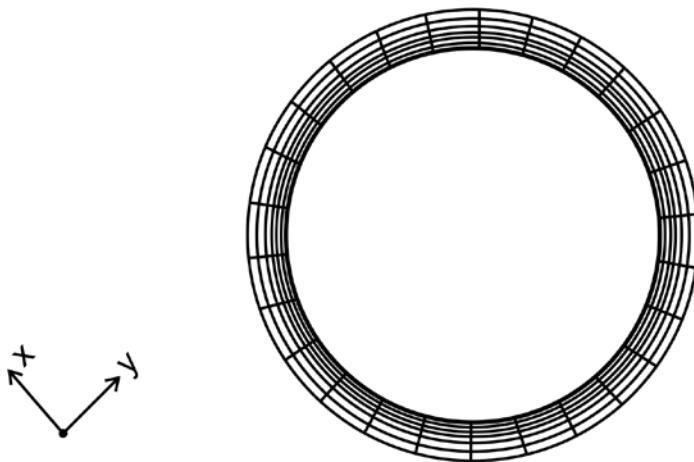
Do dyskretyzacji użyto objętości skończonych sześciennych i prostopadłościennych. Model dyskretyzowano siatką strukturalną o elementach *Hex* i kombinacji *Hex/Wedge*. Przyjęto założenie, że modelowany fragment wymiennika podzielony zostanie na maksymalnie 600 000 objętości skończonych. Ta liczba jest pewnego rodzaju kompromisem pomiędzy chęcią uzyskania możliwie najlepszej siatki o od-

powiedniej gęstości a czasem potrzebnym na jej wygenerowanie oraz ewentualną graficzną obróbką, jak również rozmiarem pliku.

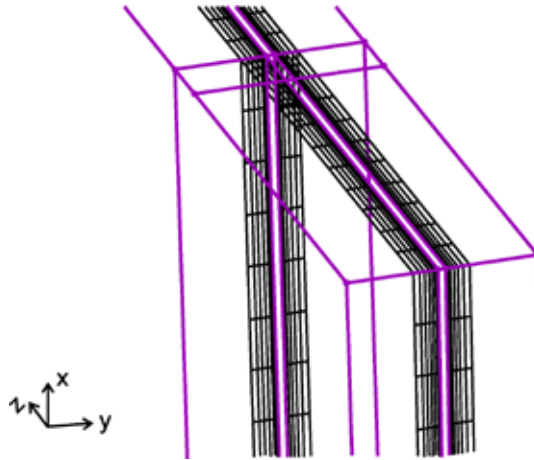
Dyskretyzacja modelu przedstawia się następująco:

- liczba węzłów w przestrzeni: 579 648,
- liczba krawędzi: 6 998,
- liczba powierzchni (znajdujących się jedynie na powierzchniach fizycznych wymiennika; liczba ta nie odnosi się do powierzchni bocznych komórek obliczeniowych umieszczonych w przestrzeni, np. w objętości powietrza przepływającego przez wymiennik lub komórek umieszczonych wewnątrz żebra): 114 732,
- liczba objętości skończonych: 547 057,
- objętość minimalna komórki obliczeniowej:  $7,92 \times 10^{-12}$ ,
- objętość maksymalna komórki obliczeniowej:  $2,33 \times 10^{-9}$ .

Okolice połączenia rurek z żebrzem oraz powietrzem ulegają najintensywniejszemu procesowi wymiany ciepła. Do lepszego odzwierciedlenia i zamodelowania zjawisk fizycznych znajdujących się w tym obszarze zastosowano zagęszczenie siatki numerycznej. Warstwę przyścienną dyskretyzowano 6 rzędami komórek typu *Map* z parametrem wzrostu komórki równym 1,2. Oznacza to, że wysokość komórki wzrasta o 20% w każdym kolejnym rzędzie. Pierwszy rząd komórek obliczeniowych ustawiono z parametrem 0,01. Kierunek przyrostu zadano jako prostopadły do powierzchni. W przestrzeni pomiędzy rurami wykraczającej poza warstwę graniczną zastosowano siatkę numeryczną czworościenną typu *Pave*. Układ zbudowanej warstwy przyściennej w okolicach rur na powierzchni żebra pokazano na rysunkach 2.4 i 2.5.

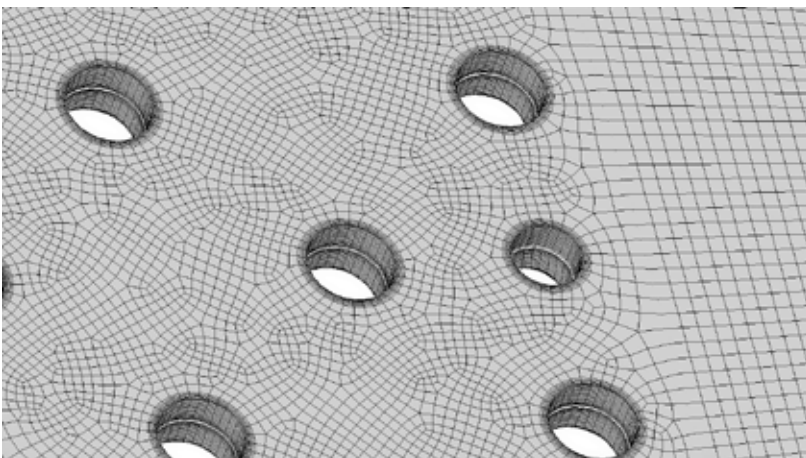


Rys. 2.4. Widok na układ komórek w warstwie przyściennej rury na powierzchni żebra



Rys. 2.5. Widok na układ komórek w warstwie przyściennej na powierzchni granicznej objętości powietrza

Dyskretyzacja powierzchni żebra stanowiła wzorzec dla dyskretyzacji objętości reprezentującej przepływające przez wymiennik powietrze. Wzorzec ten należy zatem interpretować jako powierzchnię, której sposób podziału na komórki obliczeniowe został powielony na każdej równoległej powierzchni. Należy zaznaczyć, że warstwę przyścienną żebra dyskretyzowano zarówno w kierunku prostopadłym do jego powierzchni oraz w kierunku prostopadłym do powierzchni rur. Oznacza to, że w miejscu styku zastosowano siatkę strukturalną o największej gęstości.



Rys. 2.6. Dyskretyzacja modelu w obszarze rur chłodzących

Przy budowie modelu pojedynczego żebra jako warunki brzegowe zastosowano ścianę dla powierzchni otaczających przepływające przez wymiennik powietrze. Należy zatem interpretować taki model jako bardzo cienki wymiennik z jednym żebrzem.

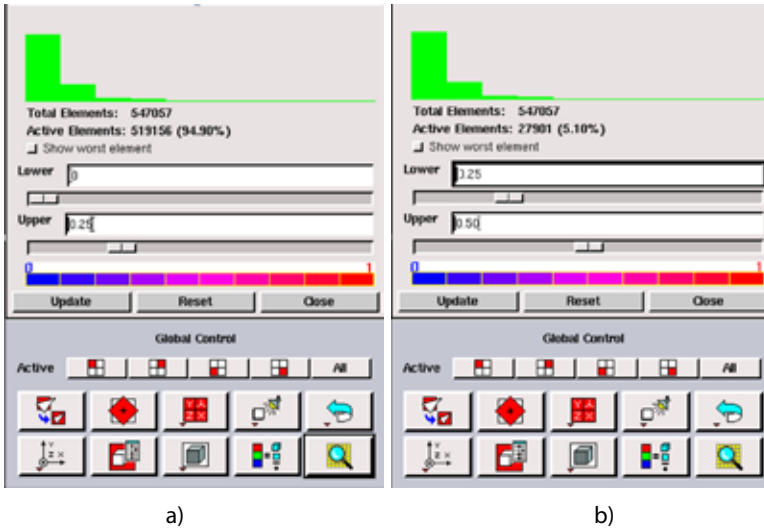
### Ocena jakości siatki

Oceny jakości siatki dokonano przy użyciu polecenia *Examine Mesh* dostępnego w programie Gambit [3]. Według instrukcji programu za siatkę o bardzo dobrej jakości uznaje się taką, którą charakteryzuje parametr  $Q_{EAS}$  przyjmujący wartości z zakresu  $0 < Q_{EAS} < 0,25$ , a za siatkę o dobrej jakości taką, której parametr  $Q_{EAS}$  mieści się w zakresie  $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$ . Kolejnymi parametrami, które pozwalają ocenić jakość siatki obliczeniowej, są: *Minimum Orthogonal Quality (MinOQ)* i *Maximum Ortho Skew (MaxOS)*. W zbudowanym modelu uzyskano  $MinOQ = 0,858$ , gdzie  $0 < MinOQ < 1$  i wartości bliskie 0 odpowiadają słabej jakości siatki, oraz  $MaxOS = 0,142$ , gdzie  $0 < MaxOS < 1$  i wartości bliskie 1 odpowiadają słabej jakości siatki.



Rys. 2.7. Histogram jakości siatki numerycznej: a) elementy 2D; b) elementy 3D

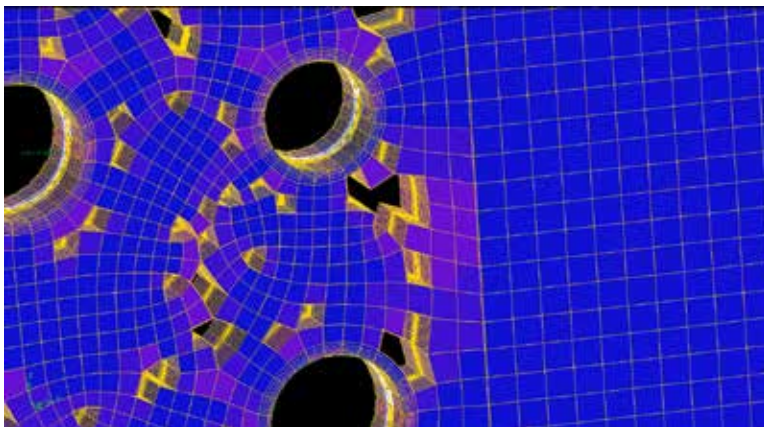




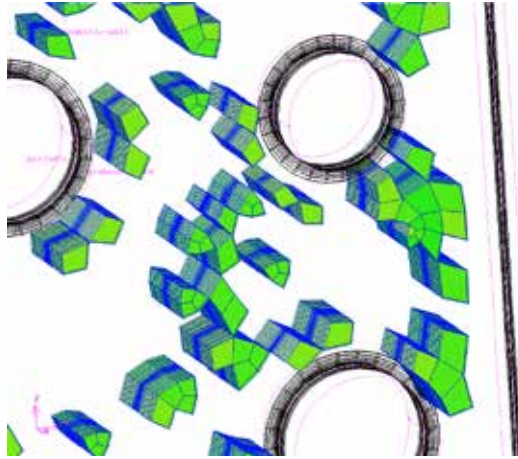
Rys. 2.8. Histogram jakości siatki numerycznej – w zakresie 0–0,25 (z lewej), w zakresie 0,25–0,50 (z prawej)

Dla parametru  $Q_{EAS}$  (*Quality EquiAngle Skew*) wartość 0 oznacza element równoboczny z kątami prostymi i doskonałą siatkę obliczeniową, a równy 1 siatkę o najgorszej jakości, ze względu na bardzo małe kąty ostre pomiędzy bokami.

Jak widać na rysunku 2.7, zdecydowana większość elementów siatki obliczeniowej znajduje się o okolicy wartości 0. Na rysunku 2.8 pokazano histogram jakości siatki sporządzony dla poszczególnych zakresów, pozwalający na ilościową ocenę jakości siatki.



Rys. 2.9. Widok na elementy siatki znajdujące się w zakresie  $Q_{EAS} < 0,25$

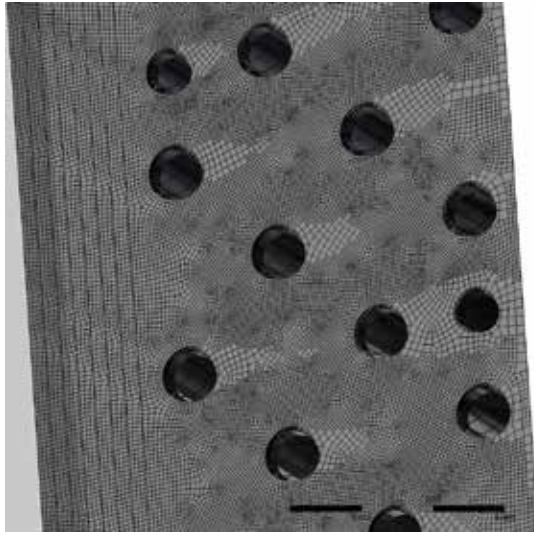


Rys. 2.10. Widok na elementy siatki znajdujące się w zakresie  $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$

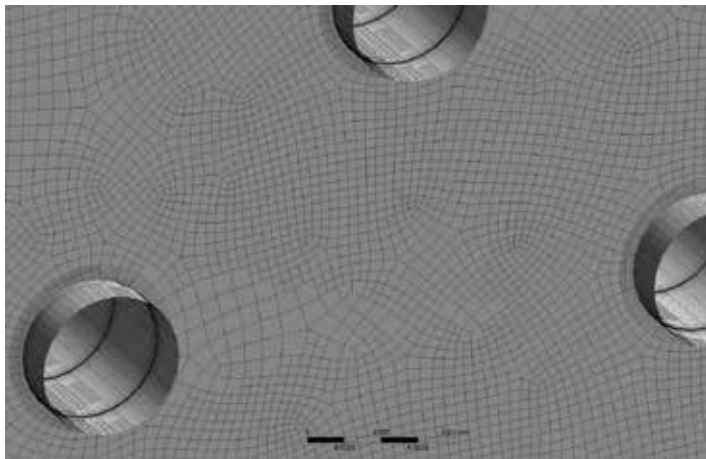
W przygotowanej geometrii dla 94,9% komórek obliczeniowych  $Q_{EAS} < 0,25$ . Dla 5,1% komórek obliczeniowych  $Q_{EAS}$  mieścił się w zakresie  $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$ . Żadna komórka nie znajduje się w zakresie  $0,50 > Q_{EAS}$ . Można zatem uznać przygotowaną siatkę obliczeniową za bardzo dobrej jakości. Dla tak przygotowanej geometrii wykonano obliczenia wstępne.

### Modyfikacja siatki obliczeniowej

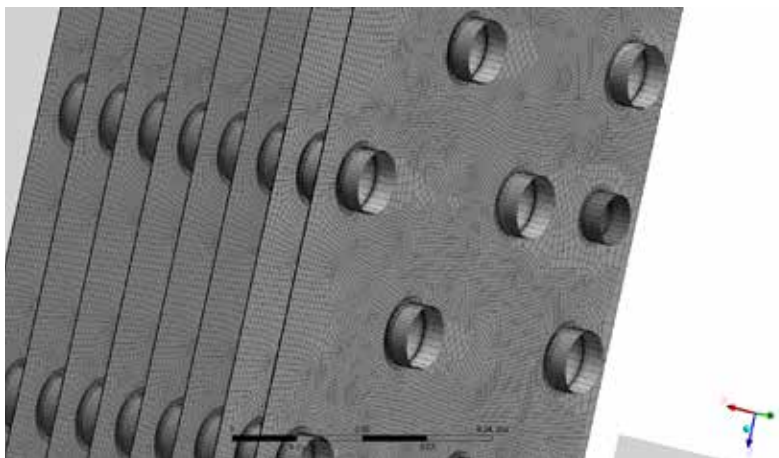
Wykonano serię obliczeń związanych z testem niezależności uzyskanych wyników od gęstości siatki obliczeniowej. Opis i wyniki tych symulacji nie są prezentowane w niniejszej pracy. Do dalszych obliczeń wykorzystano siatkę, która została poddana modyfikacji. W tym celu zastosowano narzędzia *Adapting Mesh* dostępnego w solverze. Parametrem, na podstawie którego określone zostały miejsca wymagające poprawy siatki, był rozkład prędkości przepływającego powietrza. Po adaptacji całkowita liczba komórek obliczeniowych to 1 427 433.



**Rys. 2.11.** Widok z kilkukrotnym odbiciem lustrzanym na zagęszczoną siatkę numeryczną na powierzchni rur i żebra



**Rys. 2.12.** Zbliżenie na zagęszczoną siatkę numeryczną na powierzchni rur i żebra

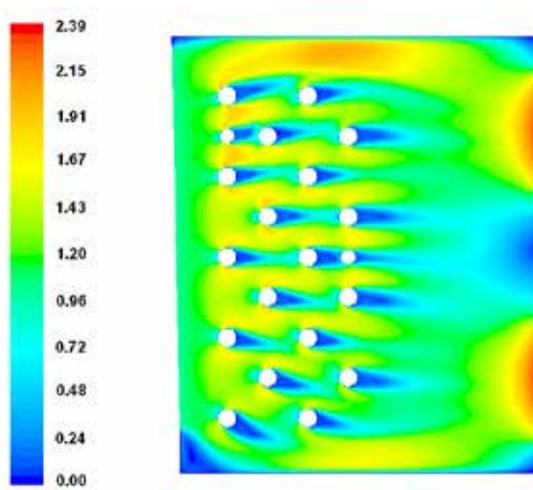


**Rys. 2.13.** Widok z odbiciem periodycznym na zagęszczoną siatkę numeryczną na powierzchni rur i żebra

### **Wyniki symulacji dla pojedynczego żebra**

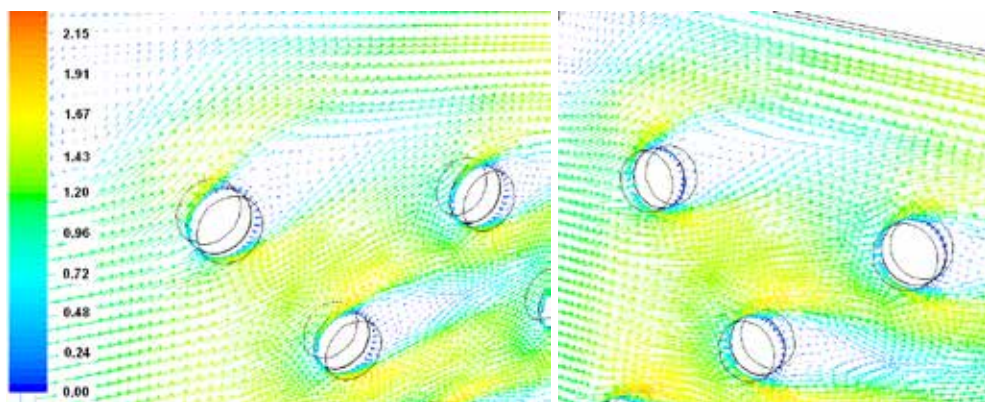
Symulacje komputerowe przeprowadzono przy wykorzystaniu solwera ANSYS Fluent wersja 16.0. Zanim wykonane zostały obliczenia przy wykorzystaniu periodycznego warunku brzegowego, przeprowadzono obliczenia wstępne przepływu turbulentnego powietrza dla pojedynczego żebra.

Na rysunku 2.14 pokazane zostały kontury wektorów prędkości sporządzone dla płaszczyzny równoległej do żebra. Widać, że maksymalne wartości prędkości  $w_{\max} = w_{\text{out}} = 2,39$  m/s uzyskiwane są tuż w pobliżu wentylatora wyciągowego. Na wlocie do wymiennika prędkość powietrza zadawana była jako warunek brzegowy  $w_{\text{in}} = 1,0$  m/s w kierunku prostopadłym do powierzchni wlotowej wymiennika. Prędkości nieco niższe niż 2,0 m/s uzyskiwane są w górnej części wymiennika, w przestrzeni pomiędzy górnym rzędem rur i ścianki ograniczającej wymiennik. Analogiczny rozkład prędkości można obserwować w dolnej części wymiennika.

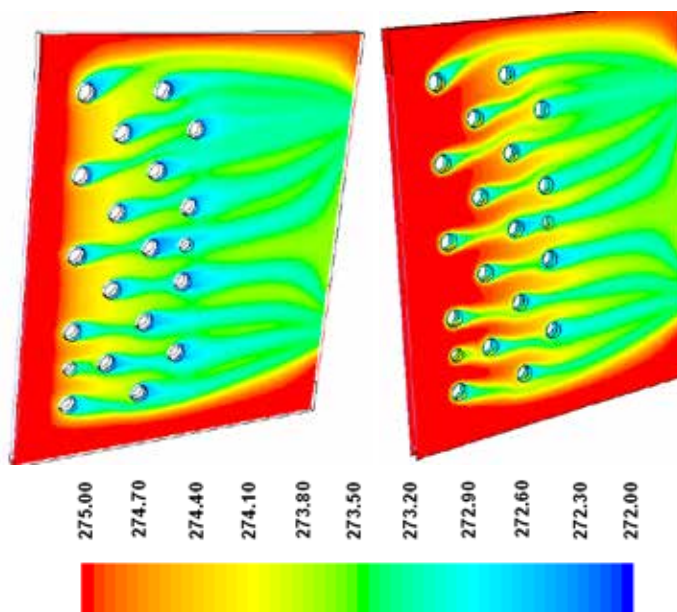


Rys. 2.14. Kontury wektorów prędkości, w m/s

W narożnikach modelowanego wymiennika obserwuje się prędkości bliskie zero, co oznacza, że w tamtych miejscach powietrze jest prawie nieruchome. Podobnie niskie wartości obserwuje się tuż za rurkami. Taki obraz może wskazywać na tworzące się za rurkami wiry. Obecności wirów za rurkami dowodzi rozkład wektorów prędkości w wymienniku pokazany na rysunku 2.15.



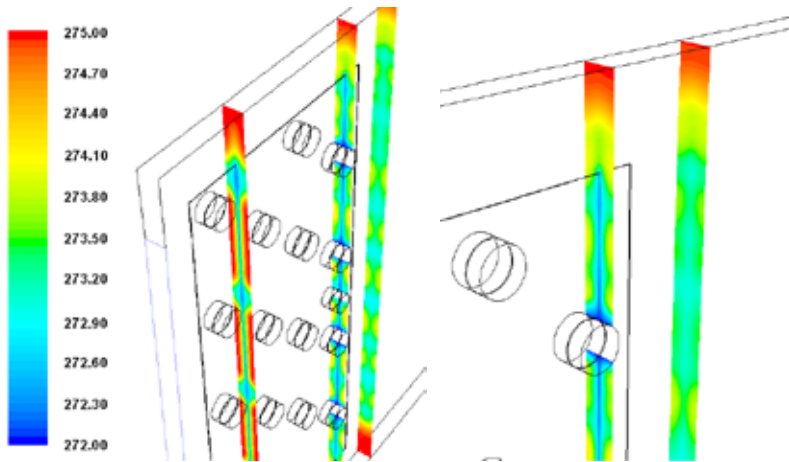
Rys. 2.15. Wektory prędkości w wymienniku, w m/s



**Rys. 2.16.** Pole temperatury [K] w wymienniku: z lewej – w okolicy żebra, z prawej – na ścianie zewnętrznej

Na rysunku 2.16 pokazano rozkład temperatury wewnątrz wymiennika, przy czym z lewej strony rozkład temperatury na płaszczyźnie w pobliżu żebra, natomiast z prawej strony wartość temperatury na powierzchni modelowanej jako ścianka zewnętrzna wymiennika. Pokazany przekrój jest przekrojem wzdłużnym. Zgodnie z ustalonymi warunkami zewnętrznymi zadano temperaturę powietrza na wlocie  $T_{a,in} = 275$  K oraz temperaturę rur  $T_{rur} = 272$  K. Powierzchnie zewnętrzne były modelowane jako ścianki adiabatyczne. Analizując rozkład temperatur pokazany na rysunku 2.16, można stwierdzić, że na obu płaszczyznach rozkład ten jest podobny, z tym że wewnątrz wymiennika obserwuje się szybsze wychładzanie powietrza. Dowodzi tego mniejsza wartość temperatury w przekroju pierwszego rzędu rur, licząc od lewej strony. Mówiąc ogólnie, widać, że w tym przekroju temperatura powietrza obniża się średnio o 1 K, co dla płaszczyzny zewnętrznej obserwuje się w dalszej części przepływu.





Rys. 2.17. Pole temperatury w wymienniku w okolicy żebra; z prawej – widok w powiększeniu

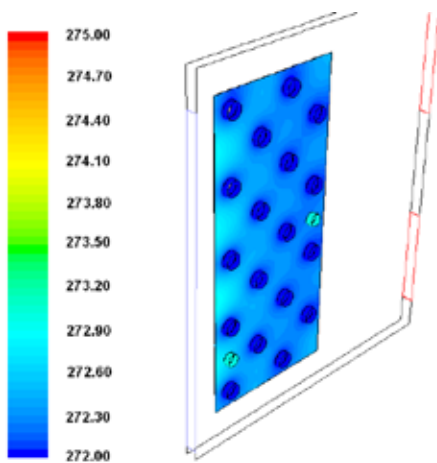
Rozkład temperatury w przekroju poprzecznym wymiennika pokazano na rysunku 2.17. Z lewej strony widać rozkład temperatury w przekroju przechodzącym w płaszczyźnie pomiędzy rurkami, w płaszczyźnie przecinającej rurki oraz w płaszczyźnie za żebrzem. Z prawej strony mamy widok w powiększeniu. W płaszczyźnie przechodzącej pomiędzy rurkami obserwuje się największe rozwarstwienie w zakresie temperatury powietrza. Widok w powiększeniu dobrze obrazuje poprawność wykonania siatki w warstwie przyściennej. Wyraźnie widać zmianę temperatury w miejscu styku rurki z żebrzem oraz przy samej powierzchni żebra. W płaszczyźnie poza żebrzem temperatura jest wyraźnie niższa w części środkowej wymiennika, natomiast nie ulega zmianie względem temperatury wlotowej w górnej części wymiennika.

Rozkład temperatury na powierzchni żebra pokazano na rysunku 2.18.

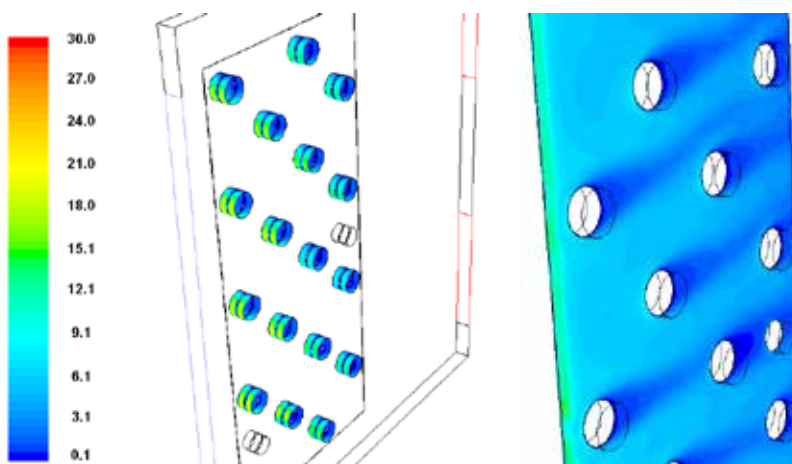
Zmianę temperatury, jaką obserwuje się na powierzchni żebra, można ocenić na niespełna 1,5 K. Zgodnie z oczekiwaniami najniższa temperatura występuje bezpośrednio przy rurkach.

Wartość obliczonego w symulacjach współczynnika wnikania ciepła na powierzchni rur i żebra pokazana została na rysunku 2.19. Jak widać na rysunku, na powierzchni rur współczynnik ten osiąga wartości kilkunastu  $W/(m^2 \times K)$  lub niewiele przekracza poza dwadzieścia  $W/(m^2 \times K)$ . Uzyskane wyniki można uznać za wartości, jakie spotyka się w praktyce dla chłodnic powietrza z wymuszonym przepływem powietrza. Zgodnie z oczekiwaniami największe wartości uzyskuje się na pierwszym rzędzie rur, licząc od strony wlotu powietrza. Wynika to oczywiście z największej różnicy temperatur pomiędzy napływającym powietrzem a zimnymi

rurami. Dalej w wymienniku współczynnik ten maleje, co jest efektem zmniejszania się różnicy temperatur.

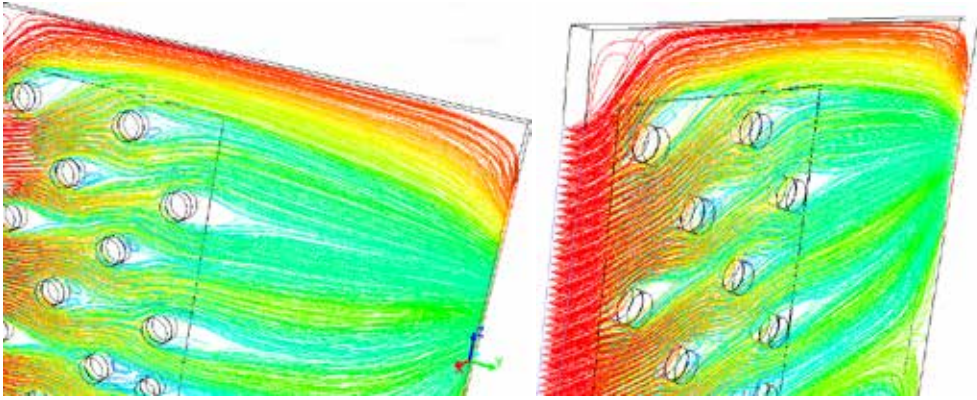


Rys. 2.18. Pole temperatury w Kelwinach na żebrze



Rys. 2.19. Rozkład współczynnika wnikania ciepła w  $W/m^2 \cdot K$ : z lewej – na powierzchni rur, z prawej – na powierzchni żebra





Rys. 2.20. Trajektoria cząstek w wymienniku

Rozkład wartości współczynnika wnikania ciepła na powierzchni żebra bardzo dobrze obrazuje przepływ powietrza przez wymiennik. Widać, że w strefie bardzo małych prędkości, tj. za rurami, wymiana ciepła jest bardzo niewielka, o czym świadczą bardzo niskie wartości współczynnika wnikania ciepła. Ogólnie na powierzchni żebra wymiana ciepła jest gorsza niż na powierzchni rur, co wynika z różnicy temperatur pomiędzy powietrzem a temperaturą powierzchni żebra. Ta ostatnia z kolei zależy od wymiany ciepła od rur, które wymieniane jest drogą przewodzenia wzdłuż żebra.

Na rysunku 2.20 pokazano trajektorie cząstek przepływającego powietrza. Puste obszary za rurami wskazują na tzw. obszary martwe, tj. takie, w których nie przepływa powietrze.

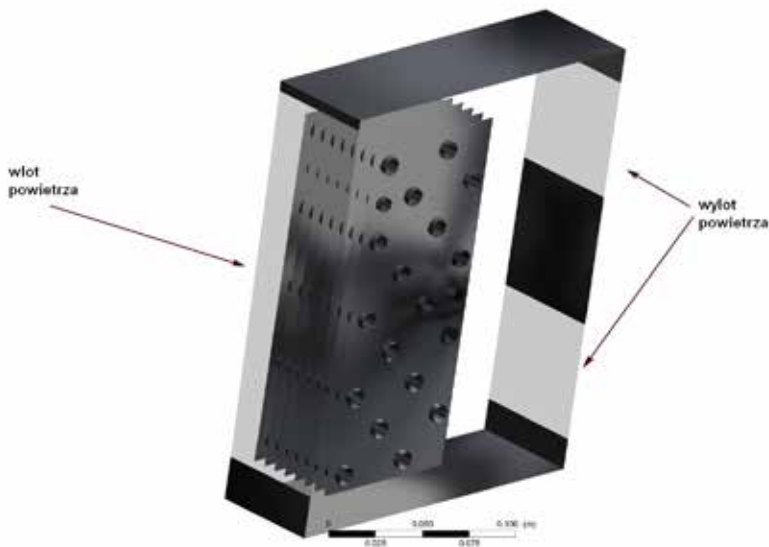
## 2.2. Obliczenia wymiennika z zastosowaniem warunku brzegowego typu *periodic*

### Wyniki symulacji dla modelu *periodic*

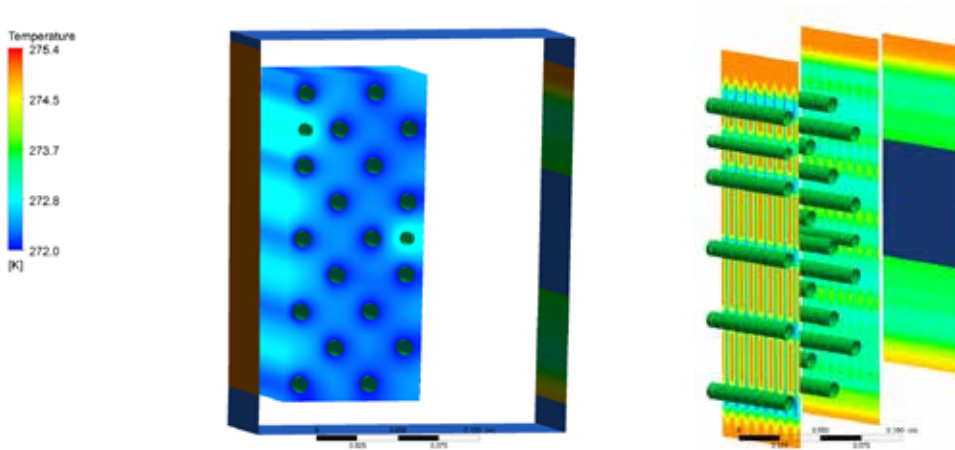
Poniżej przedstawione zostały wyniki symulacji numerycznych wymiennika z zastosowaniem warunku brzegowego *periodic*. Zastosowanie tego typu warunku dla modelu geometrycznego wymiennika ciepła jest uzasadnione z uwagi na charakter zjawisk, jakie występują przy przepływie powietrza przez chłodnicę. Warunek *periodic* pozwala poprawnie zamodelować przepływ uporządkowany, charakteryzujący się pewnego rodzaju schematem powtarzalności [4]. W zastosowaniu do wymienników żebranych można oczekiwać, że przepływ powietrza pomiędzy

sąsiadującymi żebrami będzie taki sam, bez względu na to, które pary żeber są rozpatrywane. Oczywiście należy zaznaczyć, że uzyskany rozkład temperatury może być inny w przypadku, gdy wymiennik jest długi, a zmiana temperatury medium grzewczego bądź chłodzącego przepływającego przez rurki jest znacząca. W takiej sytuacji należy liczyć się z tym, że w przypadku napływu powietrza o jakiejś średniej temperaturze uzyska się odmienny rozkład temperatur w okolicy początku rur i końca rur. W przypadku analizowanego wymiennika w warunkach eksperymentalnych nie są spodziewane znaczne różnice temperatur czynnika chłodniczego wzdłuż rur. Zastosowanie warunku *periodic* jest zatem uzasadnione. Pozwala on znacznie zmniejszyć koszt numeryczny i czas symulacji z uwagi na dużo prostszą budowę modelu geometrycznego.

Na rysunku 2.21 pokazano model geometryczny wymiennika. Przedstawia on lustrzane odbicia żebra oraz fragmentów rur, przez które przepływa czynnik chłodzący. Ścianki zewnętrzne pokazane są na rysunku 2.21 za pomocą powierzchni o ciemnym zabarwieniu. Powierzchnie jasne prezentują wlot (po lewej stronie) i wylot z wymiennika. Warunek *periodic* zadano na powierzchniach zamykających bryłę, równoległych do powierzchni żebra. Powierzchnie te nie są widoczne na rysunku.



Rys. 2.21. Model wymiennika z zastosowaniem modelu *periodic*

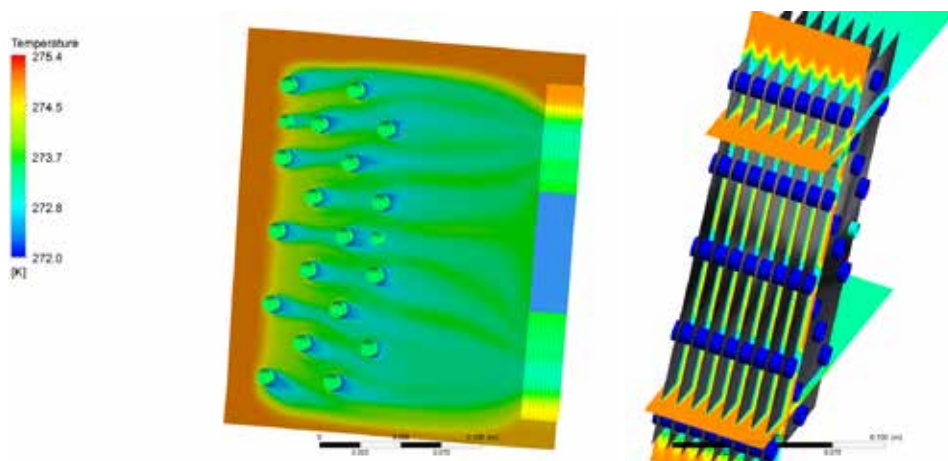


Rys. 2.22. Rozkład temperatury: z lewej na powierzchni żeber, z prawej w płaszczyznach prostopadłych do przepływu, przecinającej żebro, tuż za żebrem i w płaszczyźnie wylotowej z wymiennika

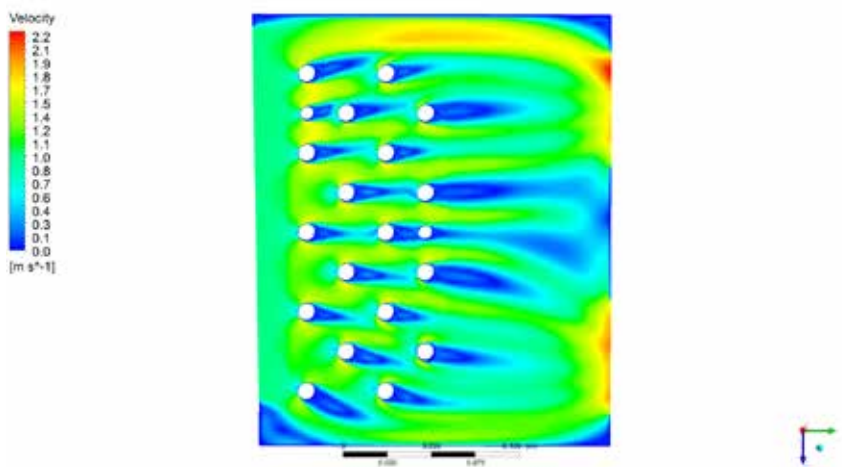
Na rysunku 2.22 pokazano rozkład temperatury w wymienniku: z lewej strony na powierzchni żebra, z prawej natomiast w płaszczyznach prostopadłych do przepływu, przecinającej żebro, tuż za żebrem i w płaszczyźnie wylotowej z wymiennika. Widać, że rozkład temperatury jest bardzo zbliżony do tego pokazanego na rysunku 2.18, tj. dla przypadku wymiennika z jednym żebrem. Podobnie obserwuje się rozkład temperatur w płaszczyznach prostopadłych do przepływu (względem rys. 2.17).

Na rysunku 2.23 z lewej strony pokazano rozkład temperatur dla płaszczyzn przekroju umieszczonych pomiędzy żebrami. Jest więc on analogiczny do rozkładu na rysunku 2.16. W tym przypadku podobnie – już w płaszczyźnie pierwszego rzędu rur, licząc od wlotu do wymiennika, obserwuje się spadek temperatury o około 1 K. Różnice w zabarwieniu (rys. 2.23 i rys. 2.16) wynikają z zastosowania do postprocessingu innego oprogramowania, renderingu i oświetlenia. Z prawej strony rysunku 2.23 pokazano rozkład temperatury w płaszczyznach prostopadłych do przepływu.

Rozkład prędkości powietrza w przekroju wzdłużnym wymiennika, gdzie płaszczyzna przekroju umieszczona jest pomiędzy żebrami, pokazany został na rysunku 2.24. Podobnie jak w przypadku symulacji wymiennika z jednym żebrem obserwuje się bardzo zbliżony profil prędkości. Ponadto uzyskuje się prędkości na porównywalnym poziomie, tj.  $w_{\max} = w_{\text{out}} = 2,2$  m/s uzyskiwane jest na wyjściu z wymiennika. Najniższe wartości prędkości uzyskuje się za rurkami oraz w narożnikach wymiennika.

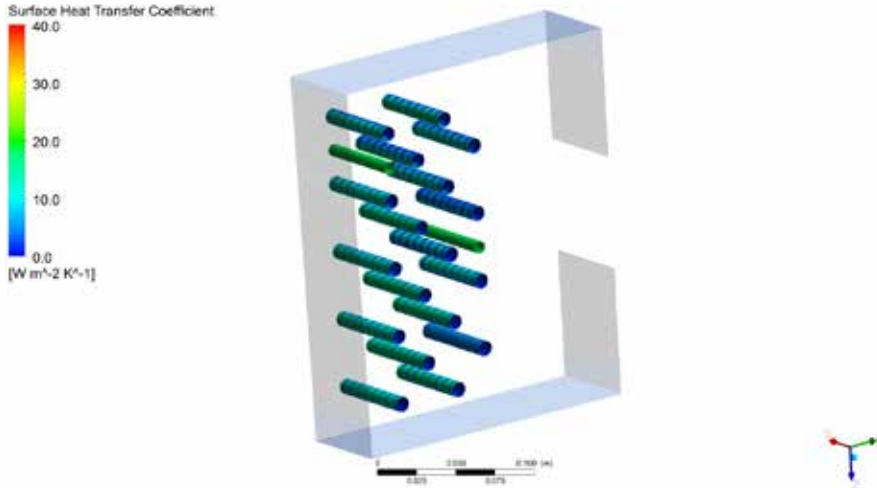


Rys. 2.23 Rozkład temperatury: z lewej w płaszczyźnie pomiędzy żebrami, z prawej w płaszczyznach prostopadłych do przepływu przecinających żebro

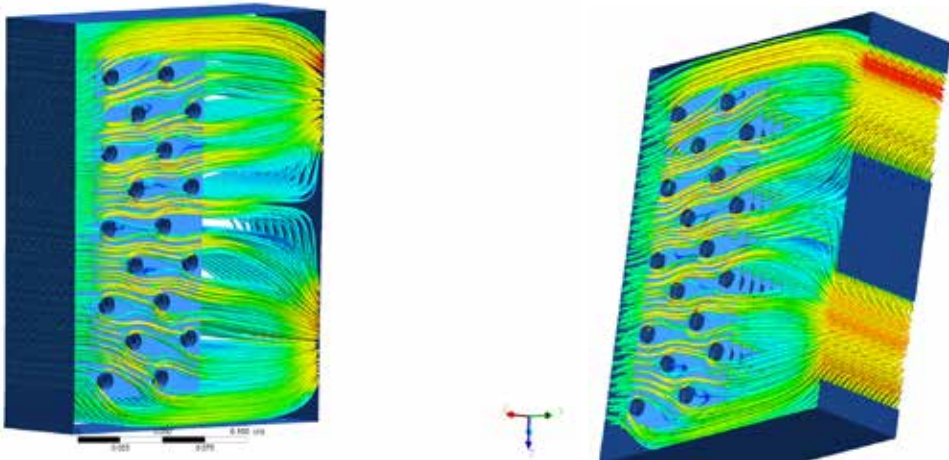


Rys. 2.24. Rozkład prędkości w płaszczyźnie pomiędzy żebrami

Rozkład współczynnika wnikania ciepła na powierzchni rur pokazano na rysunku 2.25. Wartości uzyskane w symulacjach oscylują w okolicy  $20 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$ , a więc są one takie, jakich należy się spodziewać w chłodnicach powietrza z obiegiem wymuszonym.



Rys. 2.25. Rozkład współczynnika wnikańia ciepła na powierzchni rur



Rys. 2.26. Trajektoria cząstek w wymienniku

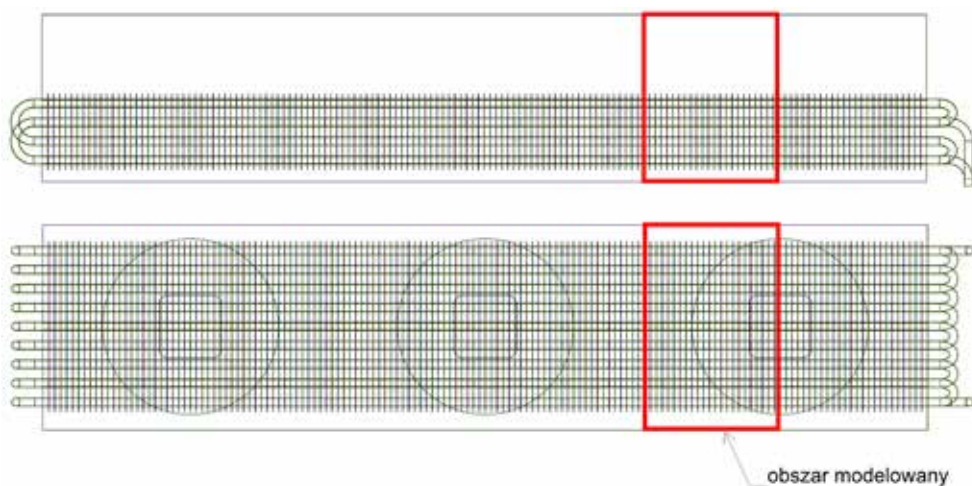
Trajektorię cząstek w wymienniku pokazano na rysunku 2.26. Widać tu, w jaki sposób powietrze omywa rurki wewnątrz wymiennika. Ponieważ do prezentacji toru cząstek pokazano jedynie 30% wszystkich cząstek, trudno jednoznacznie ocenić sposób rozmieszczenia rur, tzn. czy rury umieszczone są w odpowiedniej odległości od siebie. W wymiennikach rurowych ważne jest bowiem ulokowanie rur względem siebie. Przy omywaniu rur tuż za rurą pojawia obszar martwy, w którym nie obser-



wuje się przepływu. Ważne jest, aby kolejna rura w rzędzie nie znajdowała się w tym obszarze. Analizując jednak trajektorię cząstek pokazaną wcześniej na rysunku 2.20, można wnioskować o poprawności rozstawu rurek. Nie obserwuje się bowiem rur znajdujących się w martwym polu powstającym we wcześniejszym rzędzie rur.

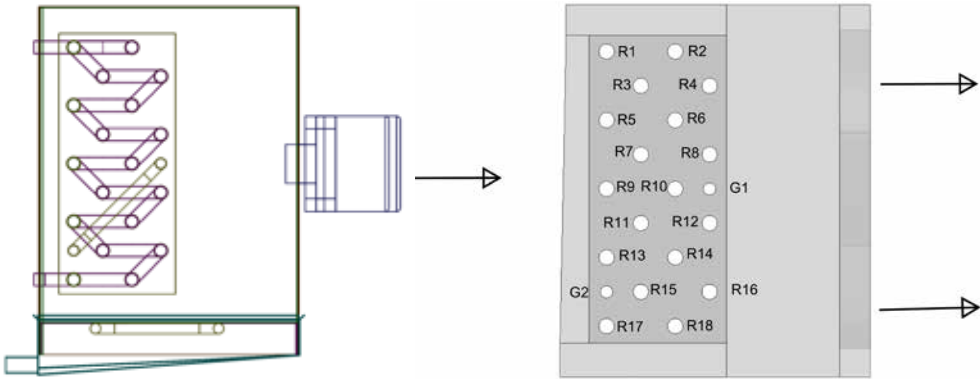
### 2.3. Obliczenia wymiennika o uproszczonej geometrii (1/6 całości)

W poprzednim rozdziale pokazane zostały wyniki obliczeń wymiennika, który ograniczony był do pojedynczego żebra. W modelowaniu założono periodyczność przepływu. Do analizy numerycznej przedmiotowego wymiennika zastosowano również nieco odmienną metodę. Analizowany wymiennik można myślowo podzielić na 3 mniejsze wymienniki, z których każdy zawiera jeden wentylator. Taki podział pozwala na zmniejszenie modelu geometrycznego i numerycznego, gdyż każdy z tych wymienników pracuje w taki sam sposób. Dodatkowo każdy z tych wymienników może być podzielony na dwie części płaszczyzną równoległą do powierzchni żebra przechodzącą przez środek wentylatora. W ten sposób uzyskuje się 1/6 całego wymiennika, który w sposób przybliżony może oddać pracę całej chłodnicy, przy założeniu symetryczności modelu geometrycznego. Modelowana część wymiennika obejmuje zatem 25 żeber traktowanych jako ciało stałe (*solid*), 26 części międzyżebrowych, przy czym 24 z nich to objętości pomiędzy żebrami, a dwie skrajne znajdują się pomiędzy żebrami i ścianą modelu. Ściany te posiadają warunek brzegowy typu *symetria*.



Rys. 2.27. Zaznaczenie modelowanego fragmentu wymiennika: widok z góry, widok z przodu

Podczas budowania modelu przyjęto, że obszary reprezentujące powietrze pomiędzy żebrami oznaczone zostały symbolami  $A1 \div A26$ , zaś objętości reprezentujące żebra jako  $zebro\_1 \div zebro\_25$ . Pozostałe objętości w modelu zostały oznaczone jako  $volume.xx$ , co jest nazwą domyślną, a wartość  $xx$  przyjmuje wartości liczbowe dobierane przez program, w którym budowany był model geometryczny.



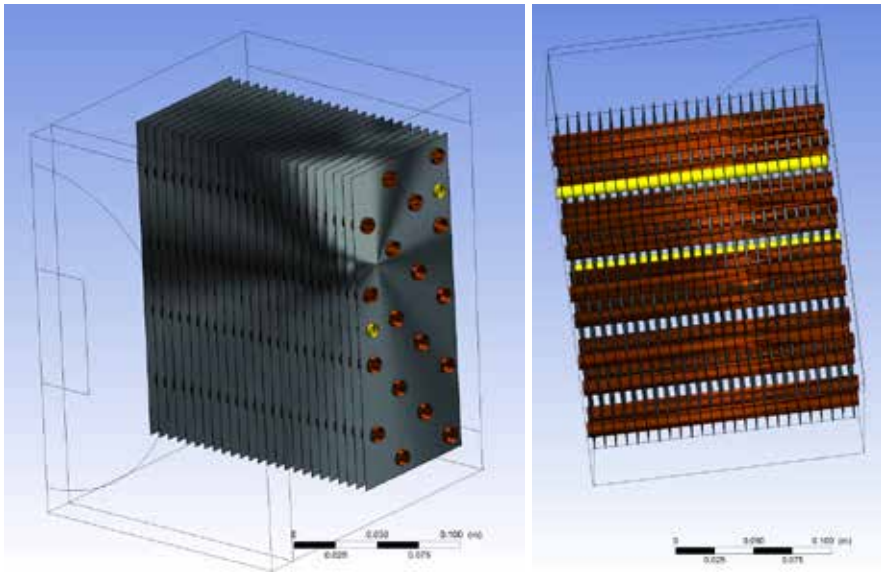
Rys. 2.28. Widok z boku modelu geometrycznego: model CAD (z lewej), model uproszczony (z prawej)

Na rysunku 2.28 pokazano widok z boku modelowanego wymiennika. Z lewej strony pokazany został widok modelu CAD, który na potrzeby CFD został uproszczony. W uproszczeniu modelu zrezygnowano z wentylatora, który zastąpiono powierzchnią imitującą jego pracę. Warunkiem brzegowym na tej powierzchni była zmierzona eksperymentalnie prędkość powietrza na wylocie z chłodnicy. Zrezygnowano z kolanek na rurkach i miski ociekowej, uproszczono geometrię rurek, które modelowane były jedynie za pomocą powierzchni, a nie objętości. Dzięki temu nie ma konieczności modelowania przepływu chłodziwa przez wymiennik. Uproszczono również powierzchnię styku rurki z żebrzem. Model przygotowany na potrzeby CFD pokazano na rysunku 2.29.

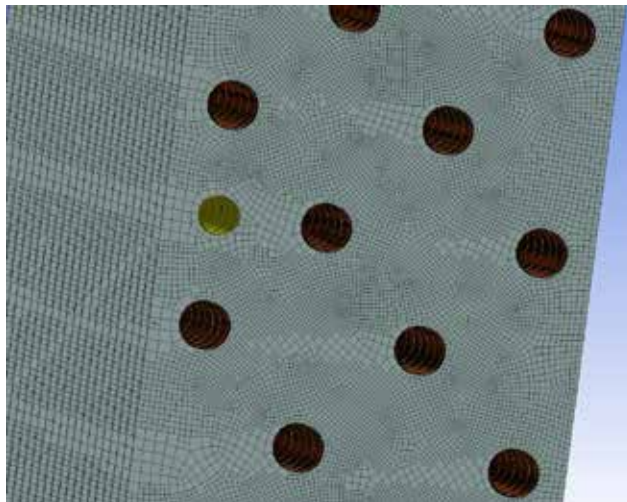
Tak przygotowany model poddany został dyskretyzacji. Siatka o bardzo dobrej jakości charakteryzuje się parametrem  $Q_{EAS}$  (ang. *Quality EquiAngle Skew*) przyjmującym wartości z zakresu  $0 < Q_{EAS} < 0,25$ , siatka o dobrej jakości posiada parametr  $Q_{EAS}$  w zakresie  $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$ .

W przygotowanej geometrii dla 93,22% komórek obliczeniowych  $Q_{EAS} < 0,25$ . Dla 6,58% komórek obliczeniowych  $Q_{EAS}$  mieścił się w zakresie  $0,25 < Q_{EAS} < 0,50$ . Jedynie 0,19% komórek obliczeniowych posiada  $Q_{EAS} < 0,50$ , przy czym najwyższa wartość to  $Q_{EAS} = 0,61787$ . Ponadto uzyskano  $MinOQ = 0,597$ , gdzie  $0 < MinOQ < 1$  i wartości bliskie 0 odpowiadają słabej jakości siatki, oraz  $MaxOS = 0,403$ , gdzie

$0 < MaxOS < 1$  i wartości bliskie 1 odpowiadają słabej jakości siatki. Można zatem uznać przygotowaną siatkę obliczeniową za bardzo dobrej jakości.



Rys. 2.29. Model geometryczny wymiennika przygotowany na potrzeby symulacji CFD



Rys. 2.30. Dyskretyzacja modelu numerycznego – widok na żebro i rurki



Szczegóły dyskretyzacji:

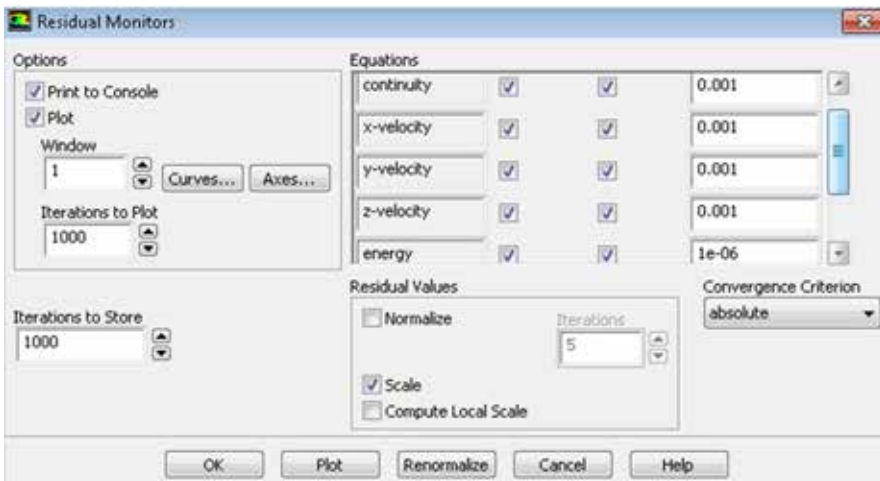
- liczba węzłów: 4 215 005,
- liczba krawędzi: 56 450,
- liczba powierzchni: 713 906,
- liczba objętości: 4 065 030.

### Obliczenia i wyniki symulacji

Ustalenie warunków brzegowych do symulacji zostało przeprowadzone w oparciu o dane eksperymentalne przedstawione w tabelach 1.1–1.5. Zgodnie z uzyskanymi z badań eksperymentalnych danymi moc chłodnicza wymiennika to  $\dot{Q}_{ch} = 372 \text{ W}$ . W trakcie badań eksperymentalnych mierzone były parametry: temperatura  $t$ , wilgotność względna  $\phi$ , prędkość  $w$ . Prędkość zmierzona była tylko na wylocie, w odległości około 0,4 m od wymiennika.

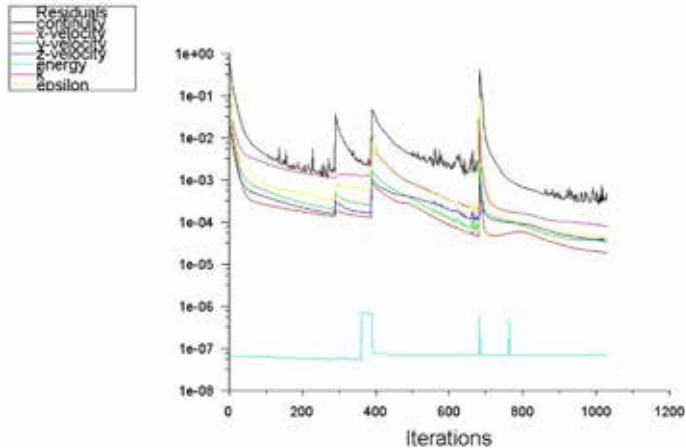
Jako warunki brzegowe zadano, zgodnie z tabelą 1.1, temperaturę powietrza na wlocie  $t_{in} = 2,18^\circ\text{C}$  oraz temperaturę na poszczególnych rurkach, zgodnie z tabelą 1.3 dla pomiarów przed odszranianiem chłodnicy. W symulacjach dla powietrza zastosowano model gazu doskonałego.

Obliczenia zostały zainicjalizowane z warunku brzegowego wlot, gdzie ustawiono prędkość wpływającego do chłodnicy powietrza  $w = 1 \text{ m/s}$ . Warunki zbieżności, czyli moment zakończenia obliczeń, pozostawiono jako domyślne. Ustawienia te pokazano na rysunku 2.31



Rys. 2.31. Panel kontrolno-sterujący residuów

Na rysunku 2.32 pokazano historię zbieżności residuów w czasie prowadzenia obliczeń. Jak widać, w okolicach 300, 400, 700 i 800 iteracji residua wskazują na zmianę nastaw solwera. Zmiana ta była wynikiem sposobu prowadzenia obliczeń. Rozpoczęto je z ustawieniami pozwalającymi na łatwą kontrolę procesu zbieżności, tzn. ustawiono bardzo małe współczynniki relaksacji, które stopniowo korygowano w czasie trwania obliczeń.



Rys. 2.32. Historia zbieżności residuów

1078	3.0583e-04	1.3591e-05	2.4269e-05	2.8847e-05	6.3945e-08	5.8272e-05	3.2285e-05	17:02:49	951
1079	2.3990e-04	1.3449e-05	2.4167e-05	2.8875e-05	6.3856e-08	5.7781e-05	3.2411e-05	16:56:53	950
1080	4.3131e-04	1.3371e-05	2.4817e-05	2.9278e-05	6.3269e-08	5.7225e-05	3.1851e-05	16:55:06	949
1081	3.1998e-04	1.3282e-05	2.4878e-05	2.9717e-05	6.3565e-08	5.7218e-05	3.2666e-05	17:06:07	948
1082	5.4050e-04	1.3273e-05	2.3978e-05	3.0025e-05	6.3122e-08	5.6979e-05	3.2399e-05	16:27:19	947
1083	3.5750e-04	1.3173e-05	2.4832e-05	3.0302e-05	6.3111e-08	5.6858e-05	3.1681e-05	16:18:14	946
iter	continuity	x-velocity	y-velocity	z-velocity	energy	k	epsilon	time/iter	
1084	2.6196e-04	1.2986e-05	2.3412e-05	2.7373e-05	6.2982e-08	5.5921e-05	3.1578e-05	16:32:48	945
1085	4.9420e-04	1.3009e-05	2.3972e-05	2.9864e-05	6.3540e-08	5.5894e-05	3.2512e-05	15:57:02	944
1086	3.2747e-04	1.2931e-05	2.3636e-05	2.8792e-05	6.3480e-08	5.4703e-05	3.0529e-05	16:09:08	943
1087	2.2096e-04	1.2791e-05	2.3335e-05	2.6871e-05	6.3432e-08	5.4299e-05	3.0712e-05	16:24:52	942
1088	3.1259e-04	1.2662e-05	2.3142e-05	2.7029e-05	6.3322e-08	5.3763e-05	2.9766e-05	16:15:15	941
1089	2.3618e-04	1.2580e-05	2.3102e-05	2.6929e-05	6.3399e-08	5.3731e-05	3.0607e-05	16:18:30	940
1090	3.3831e-04	1.2555e-05	2.3194e-05	2.7693e-05	6.3116e-08	5.3369e-05	2.9950e-05	15:47:44	939
1091	2.2593e-04	1.2524e-05	2.3209e-05	2.6745e-05	6.3268e-08	5.2793e-05	2.9859e-05	16:00:37	938

```

Interrupting...
Interrupting client...
Done.

>
iter continuity x-velocity y-velocity z-velocity energy k epsilon time/iter
! 1092 solution is converged
1092 2.7955e-04 1.2388e-05 2.2787e-05 2.6397e-05 6.3297e-08 5.2744e-05 2.9820e-05 17:04:06 1000
! 1093 solution is converged
1093 4.0953e-04 1.2373e-05 2.3271e-05 2.8030e-05 6.3230e-08 5.2516e-05 3.0315e-05 16:14:58 999

```

Rys. 2.33. Widok na konsolę tekstową solwera

Na rysunku 2.33 pokazano widok na konsolę tekstową solwera, na której wyświetlana jest informacja o poziomie residuów w czasie każdej iteracji. Jak widać, w analizowanym przypadku obliczenia wymiennika wymagały 1092 iteracji, po czym residua uzyskały założony poziom i tym samym dokładność obliczeń.

Z uwagi na brak szczegółowych danych eksperymentalnych dotyczących temperatury na lamelach wymiennika oraz precyzyjnych danych, zmierzonych dokładnie w przekroju wlotowym i wylotowym, jak również ograniczeń i uproszczeń modelu, walidacja symulacji ograniczona została do porównania temperatury na wyjściu z wymiennika oraz jego wydajności chłodniczej. Należy jednak pamiętać, że modelowany był jedynie fragment wymiennika, dlatego uzyskane wyniki musiały być pomnożone  $\times 6$ . Założono tutaj, że w warunkach eksperymentalnych wymiennik pracuje z taką samą wydajnością w każdej swojej sekcji. Wyniki zestawiono w tabeli 2.1

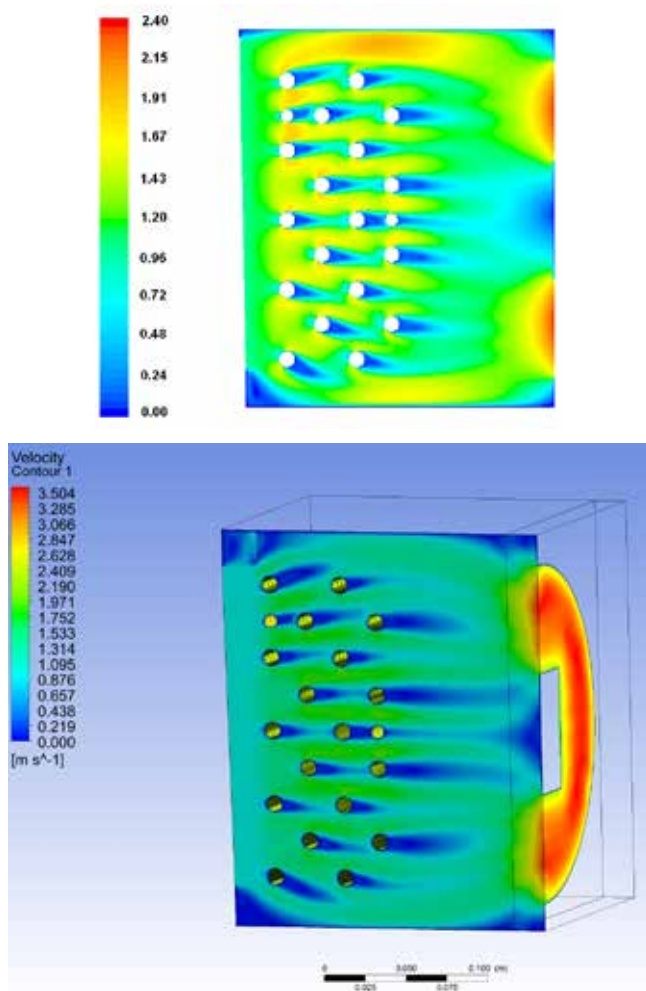
**Tab. 2.1.** Porównanie wyników obliczeń i badań eksperymentalnych dla analizowanego wymiennika

obliczenia CFD	wyniki badań eksperymentalnych
$\dot{Q}_{\text{ch,CFD}} = 375 \text{ W}$	$\dot{Q}_{\text{ch,exp}} = 372 \text{ W}$
$t_{\text{out,CFD}} = 0,83^{\circ}\text{C}$	$t_{\text{out,exp}} = 0,95^{\circ}\text{C}$

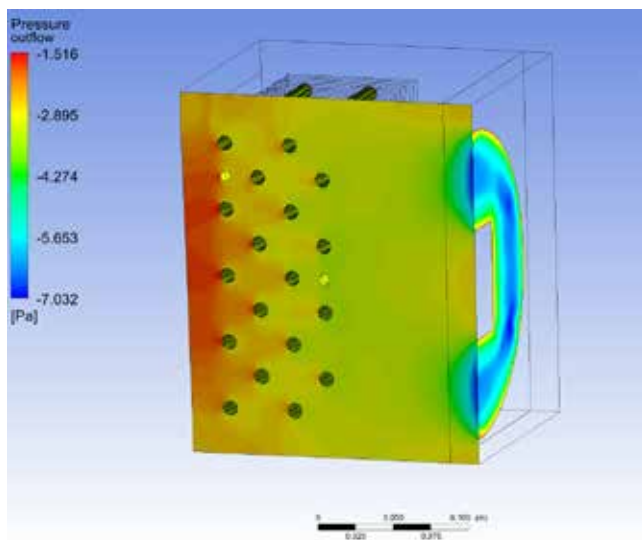
Na rysunku 2.34 – w górnej części – pokazane zostały kontury wektorów prędkości sporządzone dla płaszczyzny równoległej do żebra, dla obliczeń wykonanych dla pojedynczego żebra. W dolnej części rysunku 2.34 pokazano rozkład prędkości na płaszczyźnie symetrii dla obliczeń 1/6 wymiennika. Widać, że maksymalne wartości prędkości  $w_{\text{max}} = w_{\text{out}} = 2,39 \text{ m/s}$  uzyskiwane są tuż w pobliżu wentylatora wyciągowego, dla obliczeń pojedynczego żebra, natomiast dla obliczeń 1/6 części wymiennika, z uwagi na inny kształt powierzchni wylotowej, maksymalne prędkości to  $w_{\text{max}} = w_{\text{out}} = 3,5 \text{ m/s}$ . Prędkości nieco niższe niż  $2,0 \text{ m/s}$  uzyskiwane są w górnej części wymiennika, w przestrzeni pomiędzy górnym rzędem rur i ścianki ograniczającej wymiennik. Analogiczny rozkład prędkości można obserwować w dolnej części wymiennika.

W narożnikach modelowanego wymiennika obserwuje się prędkości bliskie zeru, co oznacza, że w tamtych miejscach powietrze jest prawie nieruchome. Podobnie niskie wartości obserwuje się tuż za rurkami. Taki obraz może wskazywać na tworzące się za rurkami wiry.

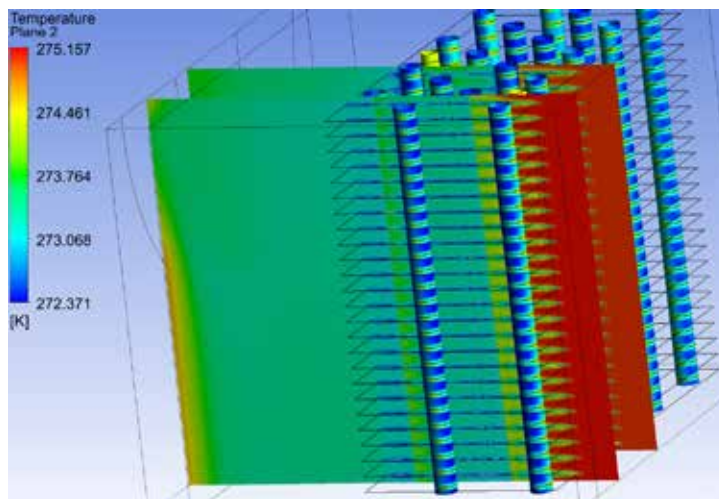
Na rysunku 2.35 pokazano rozkład ciśnienia statycznego na powierzchni symetrii wymiennika, natomiast rozkład temperatury w przekroju poprzecznym przechodzącym w płaszczyźnie pomiędzy rurkami wymiennika przedstawiono na rysunku 2.36.



Rys. 2.34. Kontury wektorów prędkości

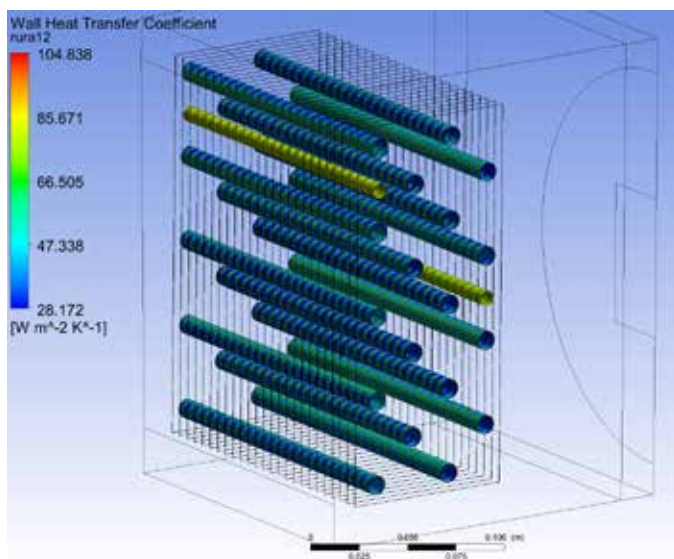


Rys. 2.35. Pole ciśnienia statycznego na płaszczyźnie symetrii w wymienniku



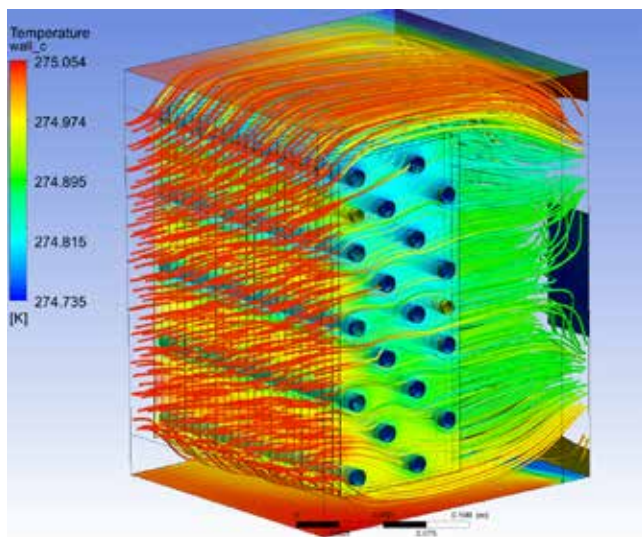
Rys. 2.36. Pole temperatury w wymienniku

Wartość obliczonego w symulacjach współczynnika wnikania ciepła na powierzchni rur i żebra pokazana została na rysunku 2.37. Jak widać na rysunku, na powierzchni rur współczynnik ten osiąga wartości kilkudziesięciu, choć skala rysunku sięga wartości 100. Uzyskane wyniki można uznać za wartości, jakie spotyka się w praktyce dla chłodnic powietrza z wymuszonym przepływem powietrza.

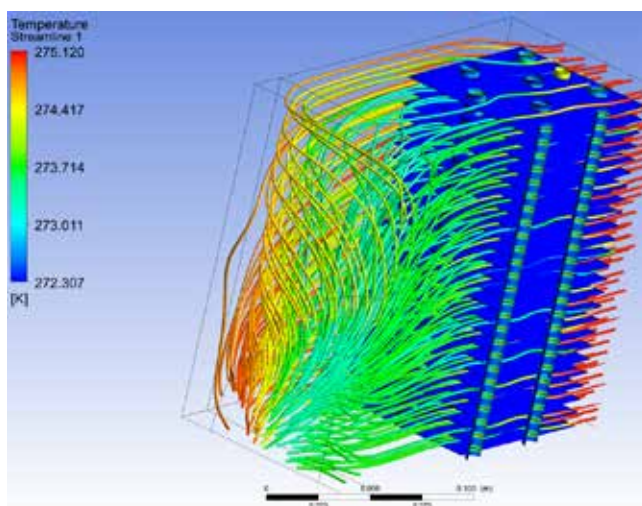


Rys. 2.37. Współczynnik wnikania ciepła na rurkach

Na rysunku 2.38 pokazano trajektorię cząstek przepływającego powietrza dla modelu 1/6 wymiennika. Na rysunku 2.38a kolory żeber wymiennika obrazują rozkład temperatury, z kolei na rysunku 2.38b renderowanie żeber pozostawiono jako domyślne (*solid colour*).



a)



b)

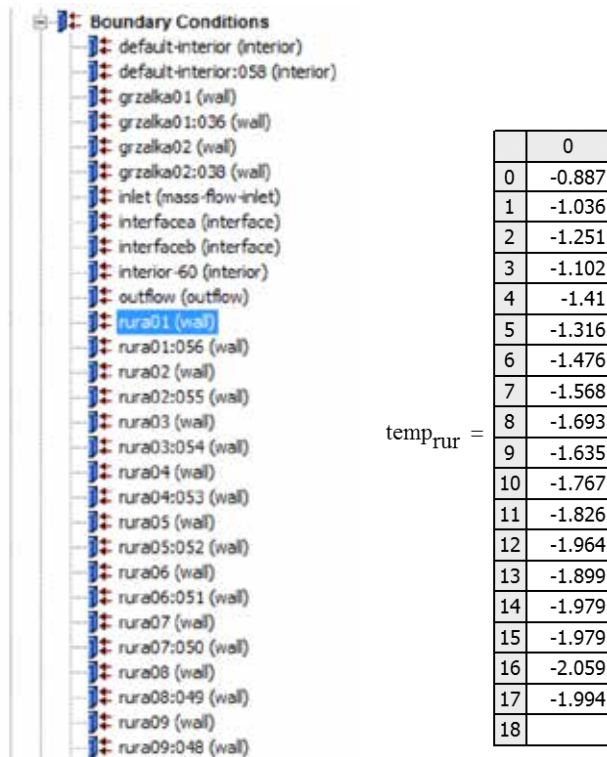
Rys. 2.38 Trajektoria cząstek w wymienniku

### Modelowanie wymiennika z powietrzem wilgotnym

Wyniki symulacji, pokazane dotychczas, dotyczyły modelowania z zastosowaniem gazu doskonałego. W dalszej części pokazane zostaną wyniki obliczeń z zastosowaniem powietrza wilgotnego. Powietrze wilgotne symulowano jako mieszaninę trójskładnikową  $N_2$ ,  $O_2$ ,  $H_2O$ . Udział masy poszczególnych składników w miesza-



ninie definiuje się w panelu warunków brzegowych [4]. W tym przypadku kontroli podlega udział masowy tlenu ( $u_{m,O_2} = 0,21$ ) oraz ilość wody w mieszaninie, która została obliczona w oparciu o dane eksperymentalne ( $u_{m,H_2O} = 0,00385$ ). Struktura płynna (powietrze) modelowana jest jako mieszanina, natomiast struktura stała (żebra) to aluminium. Obie grzałki, które stanowią fragment modelu geometrycznego (oznaczone na rysunku 2.28 jako G1 i G2 oraz kolorem żółtym na rysunku 2.29), nie biorą udziału w procesie cieplno-przepływowym i z tego tytułu stanowią one materiał adiabatyczny. Na każdą z rur zadano wartość temperatury jako termiczny warunek brzegowy. Temperatury te zostały uzyskane z pomiarów eksperymentalnych. Ponieważ w trakcie badań polowych przepływający w rurach glikol ogrzewał się, zatem temperatury na poszczególnych rurach zostały wyznaczone jako średnie z pomiaru temperatury glikolu na wlocie i wylocie z wymiennika.

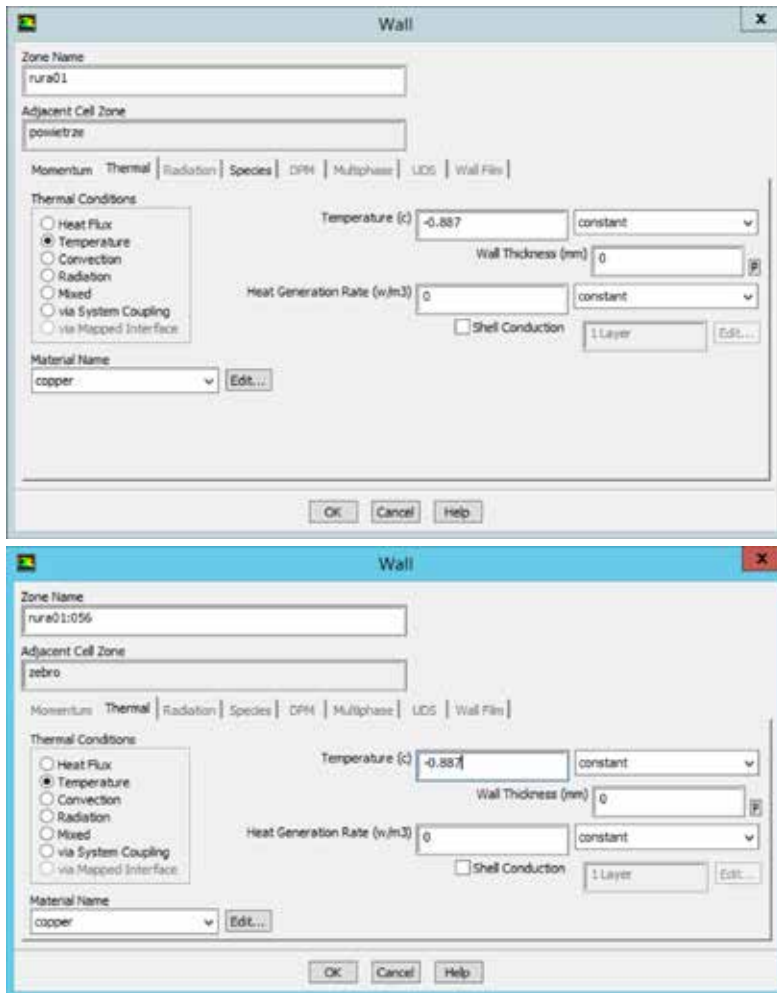


Rys. 2.39. Panel kontrolny warunków brzegowych (fragment) – z lewej; rozkład temperatury na poszczególnych rurkach – z prawej

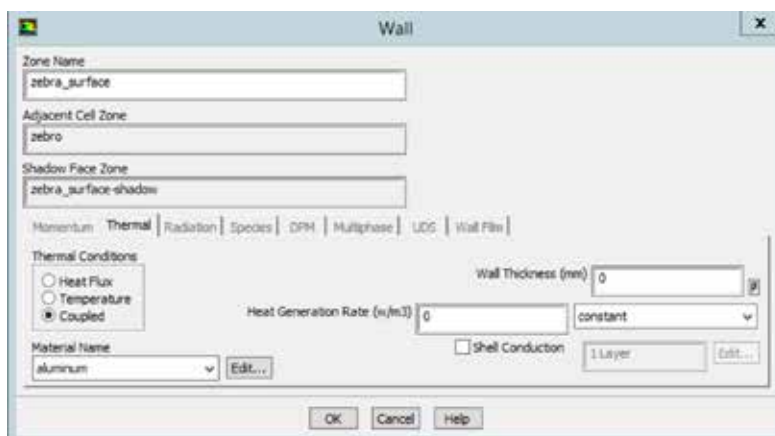
Na rysunku 2.39 pokazano fragment zakładki kontrolnej ustawień warunków brzegowych. Ponownie wykorzystano dane z tabeli 1.3 dla warunków przed odszra-



nianiem. Poszczególne temperatury zostały zadane na kolejne rurki jako termiczny warunek brzegowy. Z lewej strony rysunku 2.39 widać, że domena obliczeniowa zawiera w sobie podwójne warunki strefowe, np. *rura 01* i *rura 01:056*. Należy wyjaśnić, że jedna z nich dotyczy powierzchni rurki sąsiadującej z przepływającym powietrzem, druga natomiast stanowi punkt styku z żebrzem, co widać w opisie *Adjacent Cell Zone* na rysunku 2.40. Na obu składnikach zadawano tę samą temperaturę. Jak widać na rysunku 2.40, w części definicji warunków brzegowych dla żebrza powierzchnia żeber i otaczającego powietrza sprzęgnięte są poprzez wymianę ciepła: *thermal coupled*. Jako materiał wybrano aluminium.



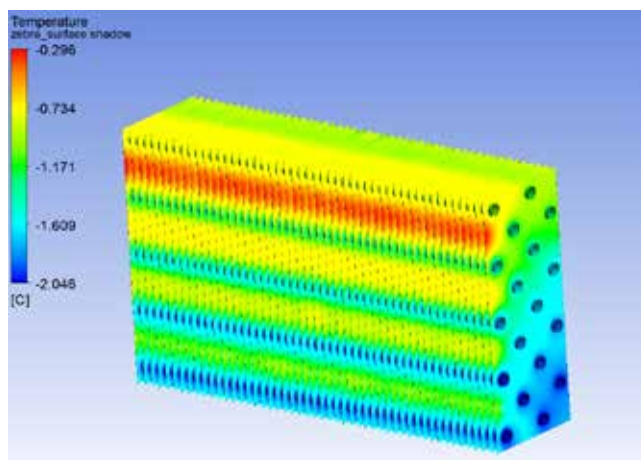
Rys. 2.40. Definicja temperaturowego warunku brzegowego: widok dla rurki nr 1



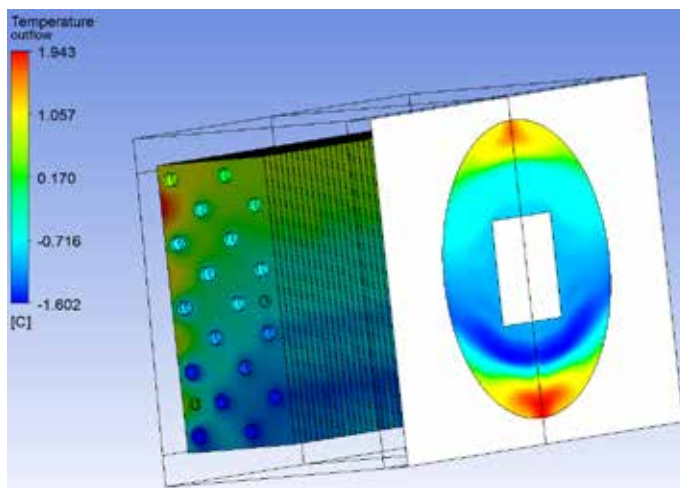
Rys. 2.40 cd. Definicja warunków brzegowych: definicja dla żeber

Obliczenia prowadzono do momentu, w którym residua osiągnęły wartość  $10^{-4}$  dla równań masy i pędu oraz  $10^{-6}$  dla równania energii.

Na rysunku 2.41 pokazano pole temperatury występujące na powierzchni żeber. Jak widać, temperatura zmienia się wzdłuż przepływu, a najwyższą temperaturę obserwuje się pomiędzy rurami, których temperatura jest najwyższa.



Rys. 2.41. Kontury temperatur na powierzchni żeber

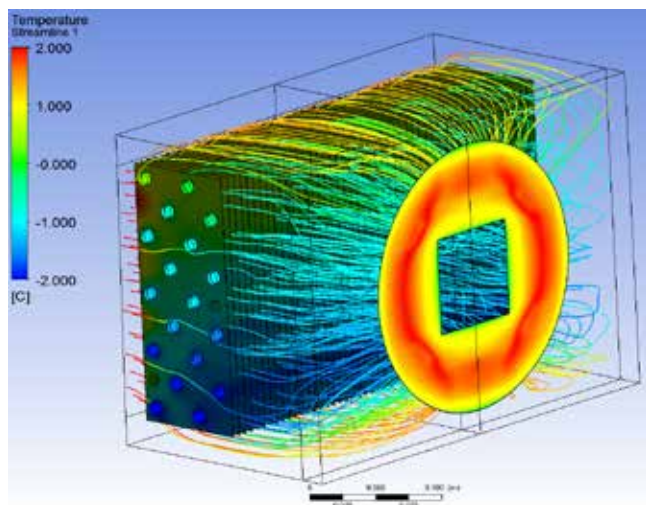


Rys. 2.42. Kontury temperatury na powierzchni wylotowej

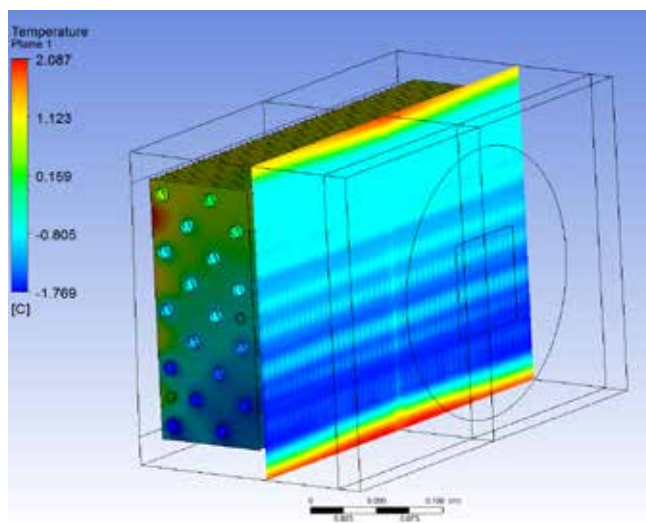
Rysunek 2.42 z kolei pokazuje rozkład temperatury w przekroju wylotowym, tj. na powierzchni tuż przy wentylatorze. Warto zwrócić uwagę na rozwarstwienie temperatury. Na podstawie wyników eksperymentalnych i uzyskanych z pomiarów wartości współczynnika obejścia chłodnicy (BF) stwierdzić można, że BF równy jest w przybliżeniu 0,7, co oznacza, że znaczna część strumienia powietrza nie ma kontaktu z powierzchnią żebra. Ponadto, jak widać na rysunkach 2.20 i 2.26, gdzie pokazano trajektorię cząstek w wymienniku, część powietrza przepływa ponad żebrami oraz pod żebrami, nie zmieniając swoich parametrów. Maksymalna wartość temperatury jest właśnie w dolnej i górnej części wylotu, co oznacza, że jest to powietrze omijające żebra. Przepływ taki wynika oczywiście z mniejszych oporów przepływu niż przez objętość żebrowaną.

Na rysunku 2.43 pokazano rozkład prędkości w przekroju wylotowym wraz z jednoczesnym układem trajektorii cząstek, którą zabarwiono odpowiednio do wartości temperatury.

Rozkład temperatury na powierzchni kontrolnej położonej za żebrami obrazuje rysunek 2.44. Tutaj również widać rozwarstwienie temperatury, które wynika z temperatur żeber i rur, jak również wyższą temperaturę powyżej i poniżej żeber.

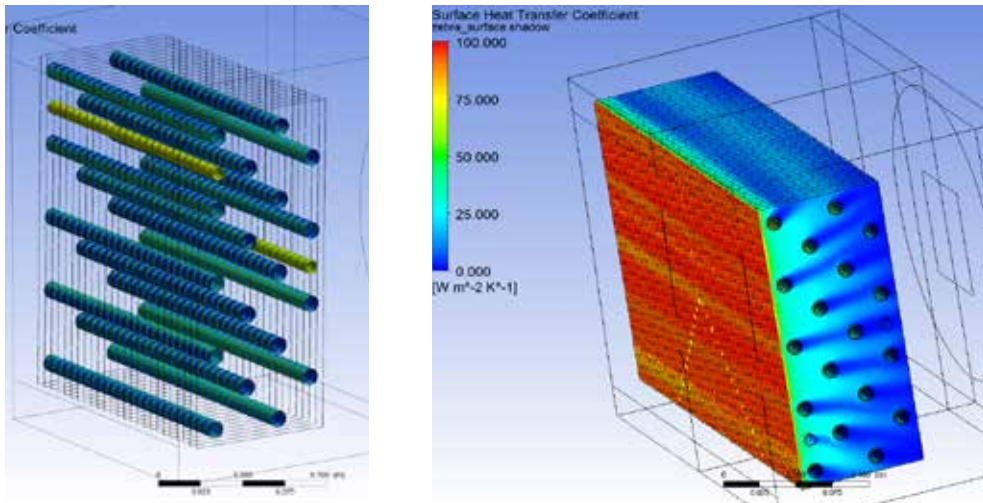


Rys. 2.43. Trajektoria cząstek z kolorowaniem według wartości temperatury



Rys. 2.44. Pole temperatury w płaszczyźnie za żebrami

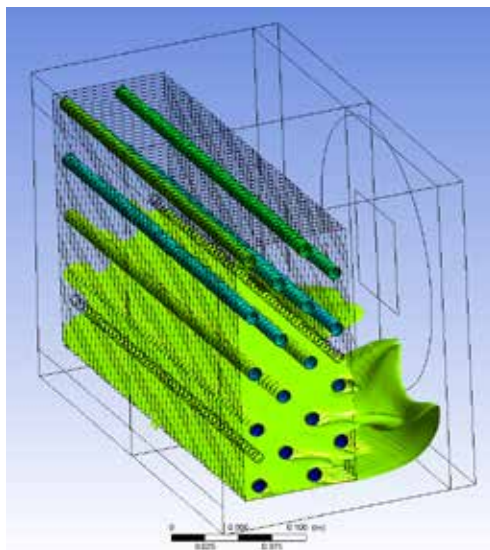
Wartość obliczonego w symulacjach współczynnika wnikania ciepła na powierzchni rur i żeber pokazana została na rysunku 2.45. Widać na nim, że na powierzchni rur współczynnik ten osiąga wartości kilkudziesięciu  $W/(m^2 \times K)$ , choć skala rysunku sięga wartości 100. Uzyskane wyniki są porównywalne w wynikami przedstawionymi na rysunku 2.37.



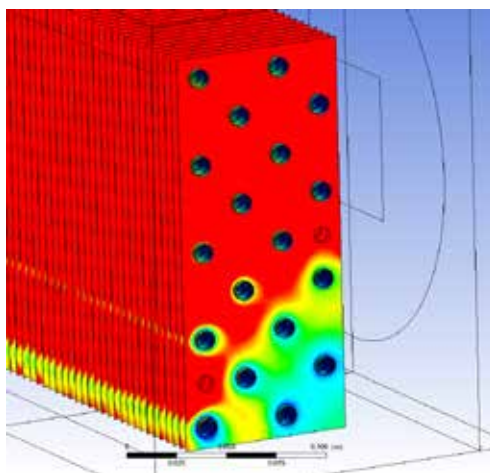
Rys. 2.45. Współczynnik wnikańia ciepła: na rurkach (z lewej strony rys.) i na żebrach (z prawej strony rys.)

Kolejną istotną kwestią jest zagadnienie wykroplenia wilgoci z powietrza przepływającego przez chłodnicę. Obserwowano je podczas eksperymentu. Takie zjawisko zachodzi wtedy, gdy powietrze jest w kontakcie z powierzchnią o temperaturze niższej niż temperatura punktu rosy powietrza. W solwerze Fluent powietrze traktowane jest jak gaz, który nie zawiera wilgoci. Istnieje możliwość analizowania powietrza wilgotnego, które jest mieszaniną gazów i pary wodnej. Pomimo faktu, iż w takim ośrodku istnieje możliwość wykroplenia wilgoci, wymagane są dodatkowe równania modelu skraplania wprowadzane przez użytkownika. Procesowi skraplania w warunkach ujemnych temperatur towarzyszy powstawanie szronu, zatem chcąc poprawnie odtworzyć pracę chłodnicy, należy zbudować model, w którym uwzględnione są dwie przemiany fazowe w warunkach nierównowagowych i niestacjonarnych. Budowa tego typu modeli na potrzeby obliczeń CFD, jak również przeprowadzanie bardzo czasochłonnych i kosztownych numerycznych symulacji w warunkach niestacjonarnych wykroczały poza zakres realizowanych prac i nie są omawiane w niniejszej monografii. Przeprowadzono jednakże obliczenia stacjonarne z zastosowaniem powietrza wilgotnego.

Celem tych obliczeń było określenie miejsc, w których istnieje możliwość wykroplenia wilgoci. Pomimo faktu, iż nie budowano modelu skraplania, obszar ten można wskazać poprzez wykreślenie obszaru temperatur poniżej punktu rosy. Szronienie następowałoby tam, gdzie występują temperatury ujemne.



**Rys. 2.46.** Granica obszaru, wewnątrz którego temperatura ścianki jest niższa od temperatury punktu rosy



**Rys. 2.47.** Pole temperatury na powierzchni żeber

Na rysunku 2.46 wykreślono obszar, który stanowi granicę, tj. wyznacza temperaturę punktu rosy powietrza, należy zatem oczekiwać, że wewnątrz tego obszaru następuje wykroplenie wilgoci. Obserwacje podczas badań eksperymentalnych potwierdziły fakt, że obszar szronienia obejmował w fazie początkowej dolną część żeber i zwiększał się ku środkowi.

Rysunek 2.47 przedstawia rozkład temperatur na powierzchni żeber ze stałym zabarwieniem (kolor czerwony) wszędzie tam, gdzie temperatura jest wyższa od 0°C. Rysunek ten wskazuje, że proces szronienia powinien rozpocząć się w dolnym narożniku i narastać ku środkowi. Taki trend obserwowany był w eksperymencie.

## 2.4. Modelowanie wymiennika ciepła z zastosowaniem ośrodka porowatego

Głównym założeniem badania było wykorzystanie modelu ośrodka porowatego, który zastępuje rury i lamele wymiennika. Dzięki temu uzyskuje się uproszczony model wnętrza wymiennika, co przekłada się na redukcję czasu potrzebnego na preprocesing i obliczenia. Ośrodek porowaty opisany jest poprzez człon źródłowy dodany do standardowego równania pędu:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{w}) + \nabla \cdot (\rho \bar{w} \bar{w}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + p \bar{g} + \bar{F}, \quad (2.1)$$

gdzie

$$\bar{\tau} = \mu \left[ (\nabla \bar{w} + \nabla \bar{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \bar{w} I \right]. \quad (2.2)$$

Człon  $S_i$  składa się z dwóch części: straty lepkościowe na pokonanie oporów przepływu przez ośrodek porowaty (klasyczne prawo Darcy, pierwsza część prawej strony równania (2.3)) i straty wewnętrzne (druga część prawej strony równania (2.3)):

$$S_i = - \left( \sum_{j=1}^3 D_{ij} \mu w_j + \sum_{j=1}^3 C_{ij} \frac{1}{2} \rho |w| w_j \right). \quad (2.3)$$

Ubytek momentu związany jest z gradientem ciśnienia w medium porowatym i generuje spadek ciśnienia proporcjonalny do prędkości przepływu. W przypadku homogenicznych materiałów porowatych mamy:

$$S_i = - \left( \frac{\mu}{\alpha} w_i + C_2 \frac{1}{2} \rho |w| w_i \right). \quad (2.4)$$

Macierze  $C$  i  $D$  są macierzami diagonalnymi z  $1/\alpha$  i  $C_2$  odpowiednio na przekątnych i zerami dla reszty elementów macierzy.

W przepływach laminarnych przez materiały porowate spadek ciśnienia jest wprost proporcjonalny do prędkości i stała  $C_2$  może być pominięta. Ignorując zjawiska konwekcyjne i dyfuzyjne, model przepływu w materiałach porowatych redukuje się do prawa Darcy'ego:

$$\nabla p = -\frac{\mu}{\alpha} \vec{w}. \quad (2.5)$$

Spadek ciśnienia liczony jest więc dla każdego wymiaru  $(x,y,z)$  ośrodka porowatego z zależności:

$$\Delta p_x = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{xj}} w_j + \Delta n_x, \quad (2.6)$$

$$\Delta p_y = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{yj}} w_j + \Delta n_y, \quad (2.7)$$

$$\Delta p_z = \sum_{j=1}^3 \frac{\mu}{\alpha_{zj}} w_j + \Delta n_z, \quad (2.8)$$

gdzie  $1/\alpha_{ij}$  są składnikami macierzy  $D$ ;  $w_j$  są składowymi prędkościami w kierunkach  $x$ ,  $y$ ,  $z$ ;  $\Delta n_x$ ,  $\Delta n_y$ ,  $\Delta n_z$  oznaczają grubość ośrodka porowatego w kierunku  $x$ ,  $y$  i  $z$ .

Przy wyższych prędkościach przepływu stała  $C_2$  wprowadza poprawkę na straty generowane oporem wewnętrznym. Stała ta może być rozumiana jako współczynnik straty odniesiony do długości wzdłuż kierunku przepływu.

W przypadku rur z lamelami można pominąć człon przepuszczalny i użyć tylko członu strat wewnętrznych, co daje równania:

$$\nabla p = -\sum_{j=1}^3 C_{2ij} \left( \frac{1}{2} \rho w_j |w| \right), \quad (2.9)$$

lub pisząc jako spadki ciśnień w kierunku  $x$ ,  $y$ ,  $z$ :

$$\Delta p_x \approx \sum_{j=1}^3 C_{2xj} \Delta n_x \frac{1}{2} \rho w_j |w|,$$

$$\Delta p_y \approx \sum_{j=1}^3 C_{2yj} \Delta n_y \frac{1}{2} \rho w_j |w|,$$

$$\Delta p_z \approx \sum_{j=1}^3 C_{2zj} \Delta n_z \frac{1}{2} \rho w_j |w|.$$

Istotą zastępowania rzeczywistego wnętrza wymiennika materiałem porowatym jest wyznaczenie charakterystyk zastępczego materiału porowatego. W kodzie *Fluent* ośrodek porowaty opisywany jest trzema parametrami – skalarnym i dwoma wektorowymi. Skalarem jest porowatość ośrodka, czyli w przypadku rur i lameli jest to stosunek pola przekroju przestrzeni międzylamelowej do całkowitego pola przekroju wymiennika, wektorami są przepuszczalność  $\alpha$  i współczynnik oporu wewnętrznego  $C_2$ .



Do wyznaczenia parametrów  $\alpha$  i  $C_2$  konieczne jest wyznaczenie tzw. charakterystyki zastępczego ośrodka porowatego, czyli spadku ciśnienia powietrza, jaki występuje po przepłynięciu powietrza przez wnętrze zawierające rurki i lamele, w funkcji prędkości przepływu.

Spadek ciśnienia generowanego przez rurki i lamele w odniesieniu do długości  $l$  obliczony został z równania:

$$\frac{\Delta p}{\Delta l} = \frac{\mu}{\alpha} w + \frac{1}{2} C_2 w^2. \quad (2.10)$$

Obliczenia, które miały na celu sporządzenie charakterystyki oporów przepływu modelowanej chłodnicy na potrzeby obliczeń wykonywanych modelem z ośrodkiem porowatym, wykonano dla modelu, który pokazany jest na rysunku 2.30. Ponieważ analizowana chłodnica jest unikatem robionym na zamówienie, nie są dostępne dane eksperymentalne w tym zakresie. Wykonanie tego typu symulacji jest jedynym sposobem wyznaczenia charakterystyki. Karta charakterystyki chłodnicy dołączona do produktu informuje jedynie, że opory przepływu dla suchej chłodnicy to 6,7 Pa [5].

W tabeli 2.2 przedstawiono wyniki obliczeń numerycznych dla zadanych prędkości  $w$  [m/s];  $\Delta p$  jest spadkiem ciśnienia na lamelach w kierunku przepływu powietrza. Uzyskane wyniki przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 2.48. Interpolując dane obliczeniowe za pomocą funkcji, otrzymuje się poszukiwane parametry ośrodka porowatego:  $\alpha$  oraz  $C_2$ .

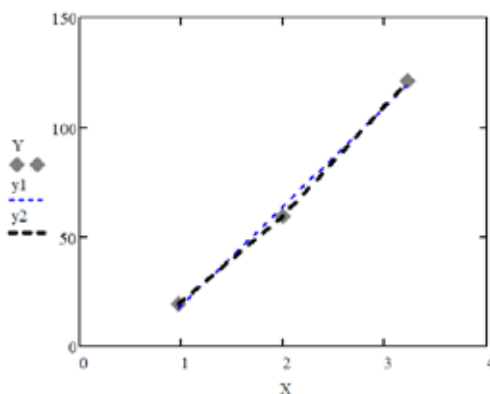
**Tab. 2.2.** Wyniki obliczeń numerycznych, funkcja  $\Delta p=f(w)$

Zadana prędkość $w$ [m/s]	Uzyskany spadek ciśnienia $\Delta p$ [Pa]
0,97	1,73
2,00	5,35
3,22	10,90

Interpolacje przeprowadzono w środowisku MathCAD, przyjmując wektory  $X = w$  i  $Y = \Delta p/n$ :

$$X = \begin{bmatrix} 0,974 \\ 2,00 \\ 3,22 \end{bmatrix}, \quad Y = \begin{bmatrix} \frac{1,73}{n} \\ \frac{5,349}{n} \\ \frac{10,904}{n} \end{bmatrix},$$

gdzie  $n = 90 \cdot 10^{-3}$  m jest szerokością materiału porowatego, czyli w tym przypadku długością żeber w kierunku przepływu.



**Rys. 2.48.** Wykres  $\Delta p=f(w)$ , wartości obliczone CFD oraz przybliżone funkcjami  $y^1$  – funkcją liniową,  $y^2$  – funkcją kwadratową

Interpolację funkcją liniową zapisano jako:

$$\begin{aligned} \text{line}(X, Y) & \qquad \qquad \qquad \text{line}(X, Y) \\ b_0 = \text{intercept}(X, Y) \text{ uzyskano } & b_0 = -27,4354 \\ b_1 = \text{slope}(X, Y) & \qquad \qquad \qquad b_1 = 45,54687 \end{aligned}$$

Funkcja liniowa przybliżająca ma postać:

$$y1 = b_1 \cdot X + b_0. \quad (2.11)$$

Uzyskano również przybliżającą funkcję kwadratową w postaci:

$$y2 = 5,0765X^2 + 24,0975X - 9,0636. \quad (2.12)$$

Porównanie obu uzyskanych funkcji w wartościach uzyskanymi bezpośrednio z symulacji zawiera rysunek 2.48.

Na tej podstawie wyznaczono współczynniki  $C_2$  i  $\alpha$ :

$$C_2 = \frac{a_1 \cdot 2}{\rho \cdot n} = 92,46812.$$

oraz

$$\alpha = \left( \frac{a_2}{\mu \cdot n} \right)^{-1} = 6,64799 \cdot 10^{-8}, \quad \frac{1}{\alpha} = 1,50421 \cdot 10^7.$$

gdzie  $a = \begin{bmatrix} 5,0765 \\ 24,0975 \\ -9,0636 \end{bmatrix}$ ,  $\rho = 1,22$  oraz  $\mu = 1,78 \cdot 10^{-5}$ .

Poszukiwanym parametrem jest jeszcze porowatość  $P$ , którą określono poprzez wstępne oszacowanie powierzchni czołowej żeber  $A_{bw}$  i powierzchni międzyżebrowej  $A_{pow}$ , patrząc w kierunku przepływu powietrza. Wówczas porowatość  $P$  wyznacza się następująco:

$$P = 1 - \Omega, \quad (2.13)$$

gdzie:

$$\Omega = \frac{\sum A_{bw}}{\sum A_{pow}}. \quad (2.14)$$

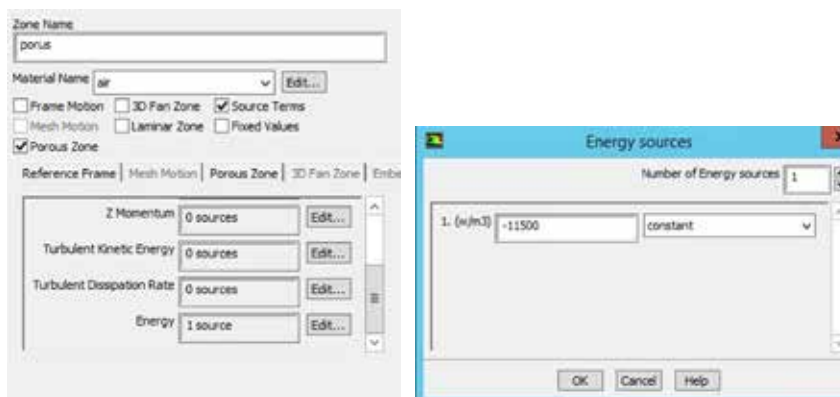
Pamiętając, że modelowany fragment obejmuje 25 lameli i tyle samo przestrzeni międzylamelowych, uzyskano  $P = 0,963$ .

### Wyznaczenie upustu ciepła dla modelu porowatego

Przy modelowaniu przepływu z wymianą ciepła za pomocą materiału porowatego konieczne jest określenie objętościowego źródła ciepła – dodatniego, jeśli do wymiennika doprowadzone jest ciepło, lub ujemnego, jeśli z wymiennika odprowadza się ciepło. W przypadku chłodnicy jest więc to ujemne źródło ciepła, gdyż przepływające przez materiał porowaty powietrze ochładza się, oddając pewną ilość ciepła. Ujemne źródło ciepła, możemy tutaj mówić o upuszczeniu, pełni więc funkcję czynnika chłodniczego odbierającego ciepło i powodującego obniżenie temperatury powietrza. W układzie rzeczywistym przepływający czynnik chłodniczy w efekcie odbioru ciepła uległby ogrzaniu. W warunkach symulacji z zastosowaniem materiału porowatego nie istnieje medium, które podnosi swoją temperaturę na skutek odbioru ciepła od przepływającego powietrza. Odebrane ciepło zostaje zatem upuszczone. W celu określenia, ile ciepła musi oddać powietrze, wykorzystano dane eksperymentalne. Znając wydajności chłodnicze dla poszczególnych serii pomiarowych oraz geometrię wymiennika, łatwo określić upust ciepła odniesiony do  $1 \text{ m}^3$  objętości wymiennika z zależności:

$$\dot{Q}_{\text{upust}} = \frac{\dot{Q}}{V}, \quad (2.15)$$

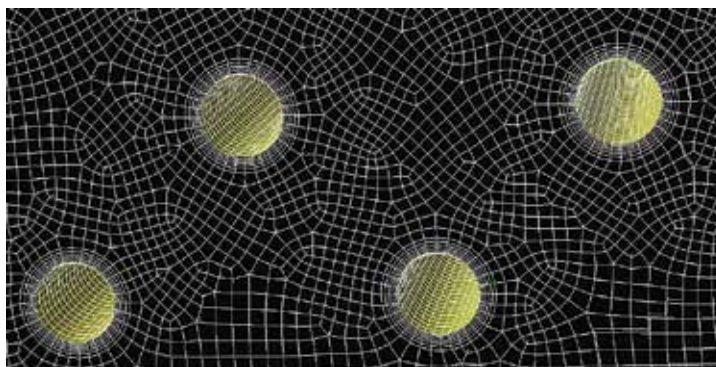
gdzie  $V$  jest objętością wymiennika,  $\dot{Q}$  – uzyskaną wydajnością chłodniczą. Widok na panel kontrolny z przykładową nastawą upustu ciepła pokazano na rysunku 2.49.



Rys. 2.49. Widok na fragment panelu kontrolnego nastawy własności materiału porowatego

### Wyniki symulacji wymiennika modelem porowatym

Symulacje komputerowe przeprowadzono przy wykorzystaniu solwera ANSYS Fluent wersja 16.0. Do przeprowadzenia symulacji wykorzystany został model wymiennika, pokazany na rysunku 2.29, po uprzedniej modyfikacji jego wnętrza, czyli zastąpienia rur żebrowanych materiałem porowatym. Przestrzeń zajmowaną przez żebra zastąpiono bryłą, w której pozostawiono otwory na rury. Jej fragment widać na rysunku 2.50.



Rys. 2.50. Fragment siatki obliczeniowej (tylko materiał porowaty)

W obliczeniach pominięto przepływający przez rury glikol, który jest ośrodkiem odbierającym ciepło od powietrza. Przyjęto wartość ujemnego objętościowego źródła ciepła (upustu), a ściany rur traktowane były jako powierzchnie adiabatyczne. W wyniku obliczeń uzyskano mapy barwne parametrów termodynamicznych

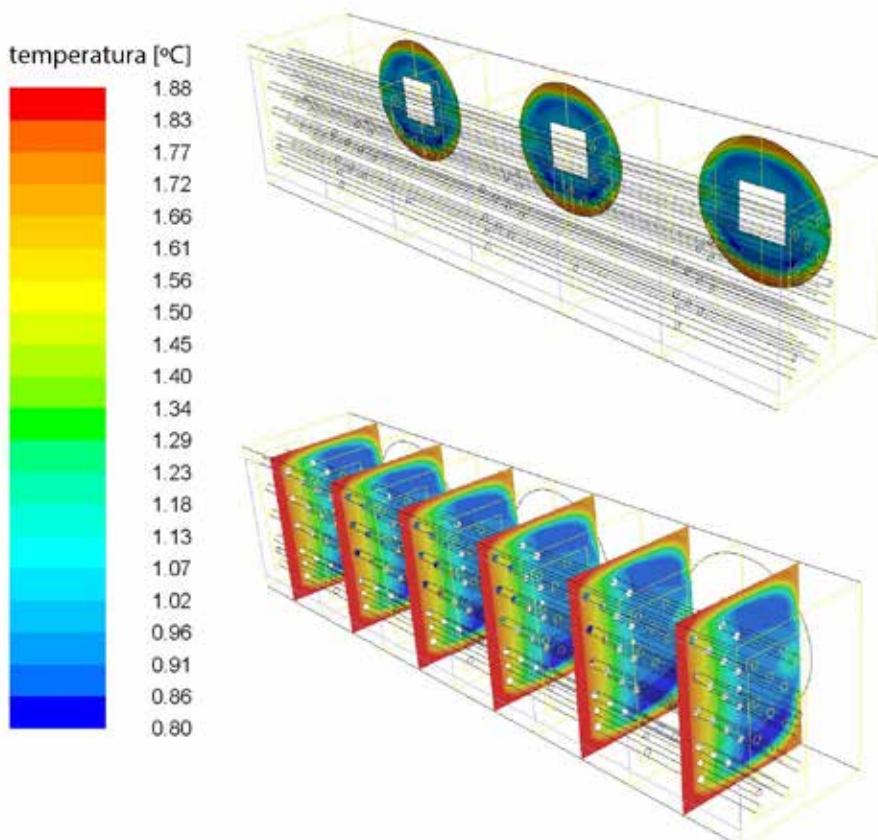
powietrza oraz parametry średnie na wylocie z wymiennika, tj. prędkość i temperaturę. Jako parametry wejściowe zadano prędkość (bądź zamiennie strumień masy) przepływającego powietrza oraz temperaturę. Należy zaznaczyć, że w warunkach polowych pomiar dokonywany był w kilku płaszczyznach i wyznaczona wartość średnia stanowiła podstawę do zadawania warunków brzegowych. Ponadto należy zaznaczyć, że pomiar dokonywany był w pewnej odległości (około 30 cm) od płaszczyzny wlotowej i wylotowej. Zatem parametry wprowadzane do obliczeń jako warunki brzegowe należało traktować dość ostrożnie, pamiętając, że mogą one zawierać w sobie niedokładności. Wyniki parametrów średnich uzyskanych podczas symulacji zawiera tabela 2.3.

**Tab. 2.3.** Parametry na wlocie i wylocie z wymiennika

	eksperyment		symulacja	
	$T_{in} = 275 \text{ K}$	$t_{out}$	274,22 K	$t_{out,CFD}$
$w_{in} = 0,943 \text{ m/s}$	$w_{out}$	2,57 m/s	$w_{out,CFD}$	2,82 m/s

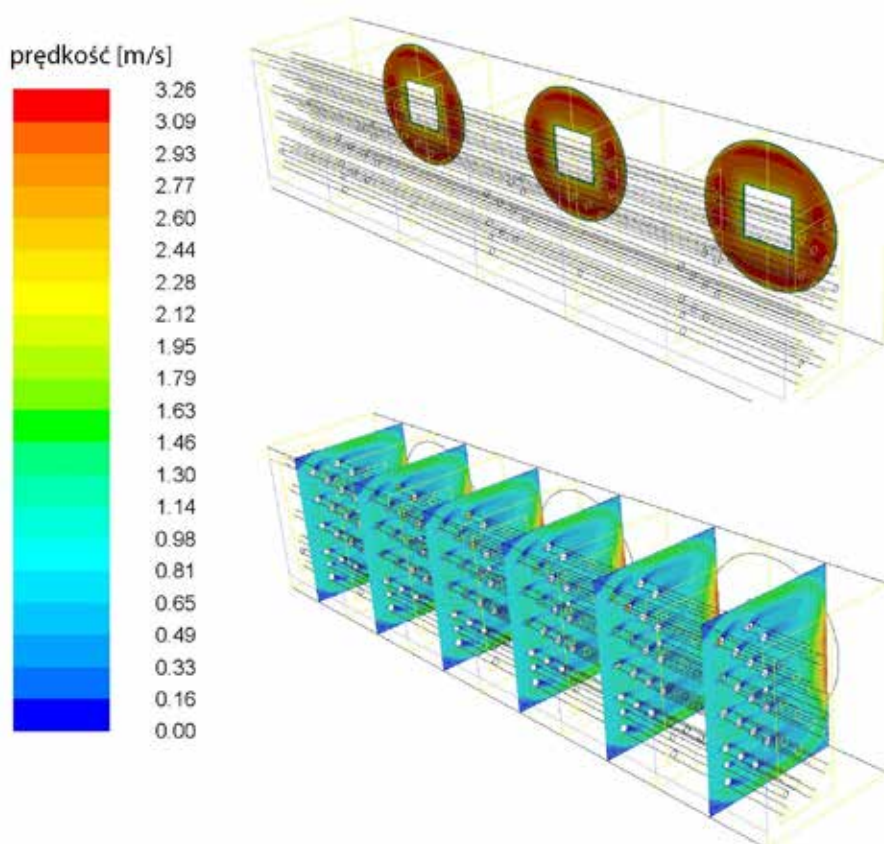
Na rysunku 2.51 pokazano kontury temperatury statycznej w przepływie na wybranych płaszczyznach kontrolnych. Można zauważyć, że zarówno w górnej, jak i dolnej części wymiennika temperatura powietrza jest wyraźnie większa od temperatury powietrza w centralnej części wymiennika. Wynika to z faktu istnienia znacznych przestrzeni pomiędzy obudową wymiennika a powierzchnią żeber. Te puste części wymiennika nie stanowią przeszkody dla powietrza, dlatego znaczna jego część omija żebra, nie zmieniając swoich parametrów.

Na rysunku 2.52 pokazano prędkości w przepływie na wybranych płaszczyznach kontrolnych. Górna część rysunku wyraźnie wskazuje, że w przekroju wylotowym istnieje pole prędkości, w którym wartość maksymalna osiąga  $w_{max} = 3,26 \text{ m/s}$ . Jak wspomniano wcześniej, zmierzona podczas eksperymentu wartość średnia to  $w_{out} = 2,57 \text{ m/s}$ , natomiast wartość średnia uzyskana z obliczeń CFD to  $w_{out,CFD} = 2,82 \text{ m/s}$ . Różnica wynika przede wszystkim z faktu, że nie porównuje się wartości dokładnie w tym samym przekroju. Poza tym wartość prędkości na wyjściu z wymiennika jest uzależniona od wartości prędkości na wejściu i od spadku ciśnienia wzdłuż przepływu. Pierwszy z tych dwóch parametrów został obliczony z równań bilansowych na podstawie pomiarów prędkości na wylocie.



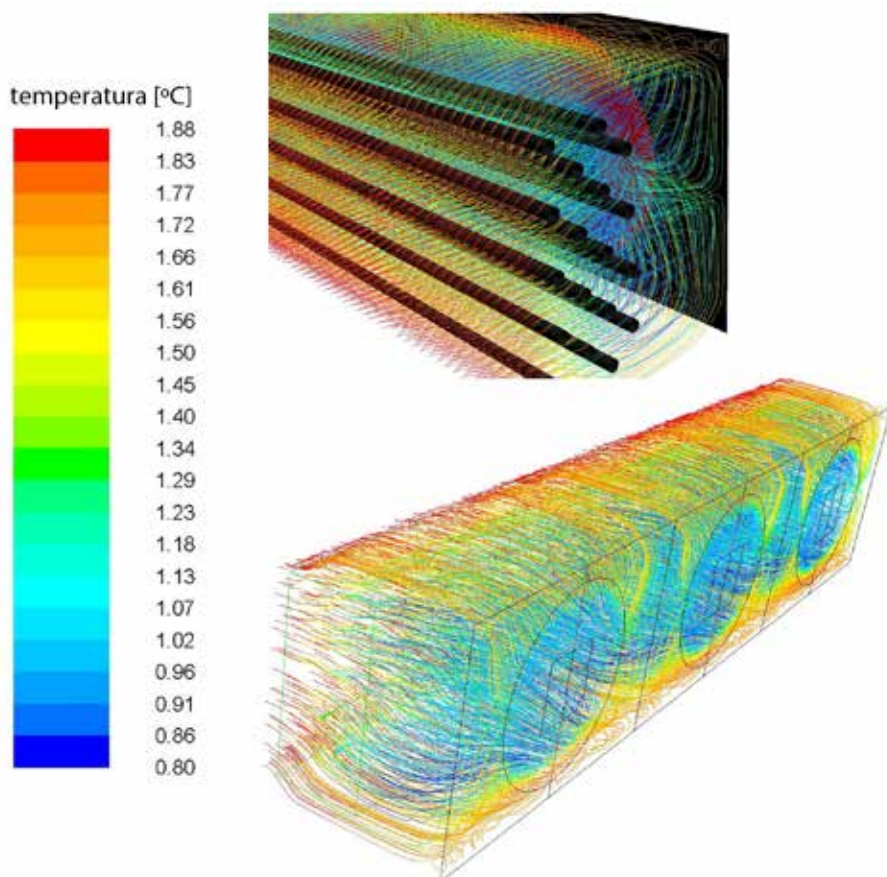
**Rys. 2.51.** Przestrzenny rozkład temperatury: w przekroju wylotowym (góra), w przekroju poprzecznym wymiennika (dół)

Drugi z parametrów został pominięty w obliczeniach, tzn. spadek ciśnienia niezbędny dla wyznaczenia porowatości został wyznaczony numerycznie, jednakże symulacje nie uwzględniały możliwości szronienia żeber, co powoduje zmianę prędkości i spadku ciśnienia powietrza w przepływie przez wymiennik.



**Rys. 2.52.** Przestrzenny rozkład prędkości: w przekroju wylotowym (góra), w przekroju poprzecznym wymiennika (dół)

Rysunek 2.53 pokazuje trajektorię cząstek powietrza w przepływie na wybranych płaszczyznach kontrolnych z zastosowaniem zabarwienia pola temperaturowego. Górna część rysunku zawiera zacieniowane powierzchnie reprezentujące rury oraz tylną ściankę wymiennika. Pokazane są także powstające w narożnikach wiry.



**Rys. 2.53.** Przestrzenny rozkład trajektorii cząstek powietrza: zbliżenie na wnętrze wymiennika (góra), widok na cały wymiennik od strony wentylatorów (dół)

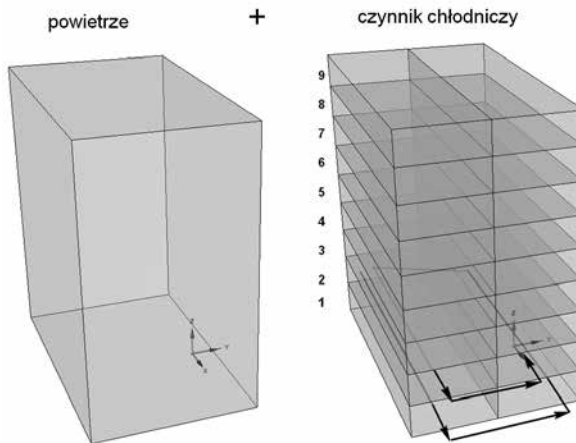
Modelowanie wymiennika ciepła za pomocą materiału porowatego ogranicza w zasadniczy sposób możliwość oceny parametrów charakterystycznych dla wymiennika ciepła, takich jak współczynnik wnikania ciepła, czy analizę obszarów, gdzie może nastąpić kondensacja. Z tego powodu w niniejszej pracy nie przedstawiono wyników analizy tych parametrów.



## 2.5. Modelowanie wymiennika ciepła z zastosowaniem modelu dualnego

Niniejszy rozdział zawiera wybrane wyniki prac związanych z modelowaniem wymienników ciepła z zastosowaniem modelu dualnego. Model dualny z założenia przyjmuje domenę obliczeniową jako niezależne obiekty reprezentujące dane medium i posiadające własną siatkę numeryczną. Poszczególne siatki sprzęgnięte są ze sobą termicznie.

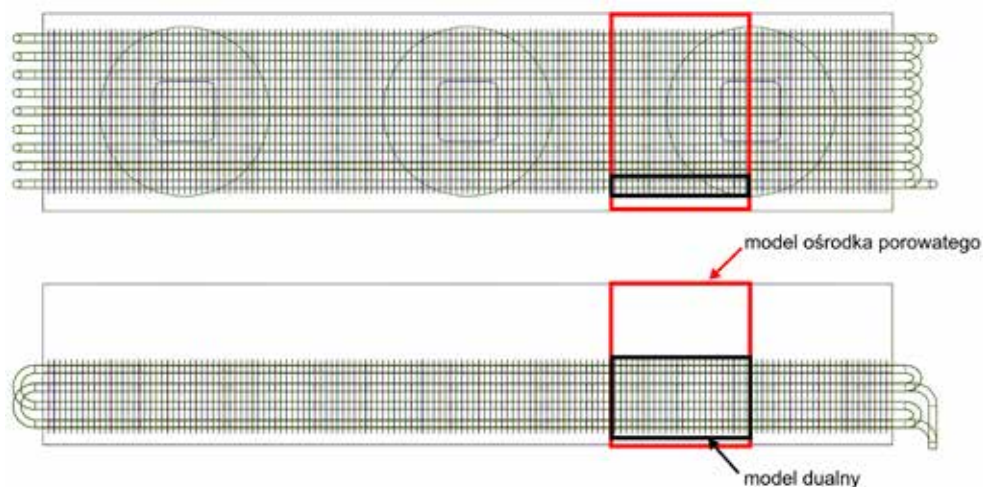
Obiektem badań numerycznych jest wymiennik pokazany na rysunku 2.2. Zgodnie z rysunkiem 2.28 wymiennik zawiera rurę, w której przepływa glikol. Glikol 18 razy zmienia kierunek przepływu, co oznacza, że przyjmując jeden bieg jako przepływ w jedną i drugą stronę, uzyskuje się 9 biegów wymiennika. W takim wypadku należałoby oczekiwać, że poszczególne biegi wymiennika to jedna siatka obliczeniowa, która ma współistniejącą w domenie obliczeniowej drugą siatkę – reprezentującą przepływ drugiego medium. Istnieje zatem 9 niezależnych obliczeniowo par siatek numerycznych reprezentujących oba media i każda z tych par siatek połączona jest z kolejną jedynie w sposób termiczny. Oznacza to, że przekazywane są z wyjścia biegu pierwszego na wejście biegu drugiego informacje dotyczące jedynie temperatury (zgodnie ze schematem pokazanym na rysunku 2.54).



Rys. 2.54. Graficzna reprezentacja geometrii wymiennika w modelowaniu modelem dualnym

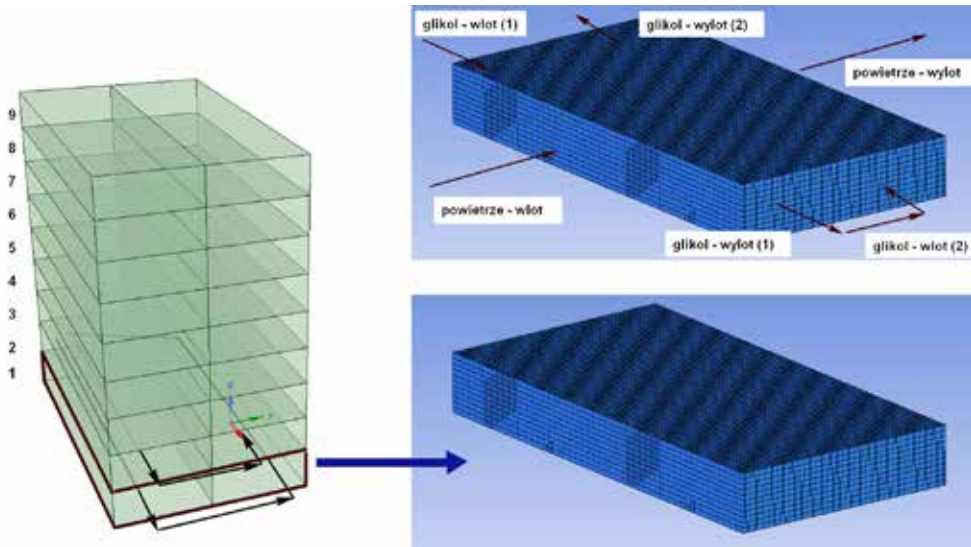
Takie podejście modelowania wymienników wielobiegowych wymaga bardzo dużego nakładu czasu i pracy związanych z etapem preprocesingu oraz samego prowadzenia obliczeń. Studia literaturowe z zakresu zastosowania modelu dualnego

do predykcji pracy wymiennika ograniczone są jedynie do materiałów teoretycznych, dotyczących konstrukcji i ograniczeń stosowalności modelu dostarczonych przez firmę ANSYS. Brak jest natomiast prac związanych z bezpośrednim zastosowaniem wspomnianego modelu. Z uwagi na wyraźne ograniczenia stosowalności oraz informacji zwrotnych, jakie model oferuje względem nakładu czasu i kosztów numerycznych związanych z przygotowaniem modelu numerycznego wymiennika, autor zdecydował się na wyraźne uproszczenie modelu wymiennika.



Rys. 2.55. Model geometryczny CAD wymiennika z zaznaczeniem obszaru ujętego w modelu CFD

W modelu dualnym wykorzystano jedynie fragment wymiennika – pokazany na rysunku 2.55. Zamodelowano 2 biegi. Glikol jest czynnikiem chłodzącym, powietrze jest ochładzane. Schemat przepływowy oraz zastosowane nazwy przypisane do powierzchni zewnętrznych modelu pokazano na rysunku 2.56. Szczegóły dotyczące siatki numerycznej zawiera tabela 2.4.



Rys. 2.56. Schemat uproszczonej chłodnicy powietrza dla modelu dualnego

Tab. 2.4. Szczegóły dotyczące siatki numerycznej w modelu dualnym

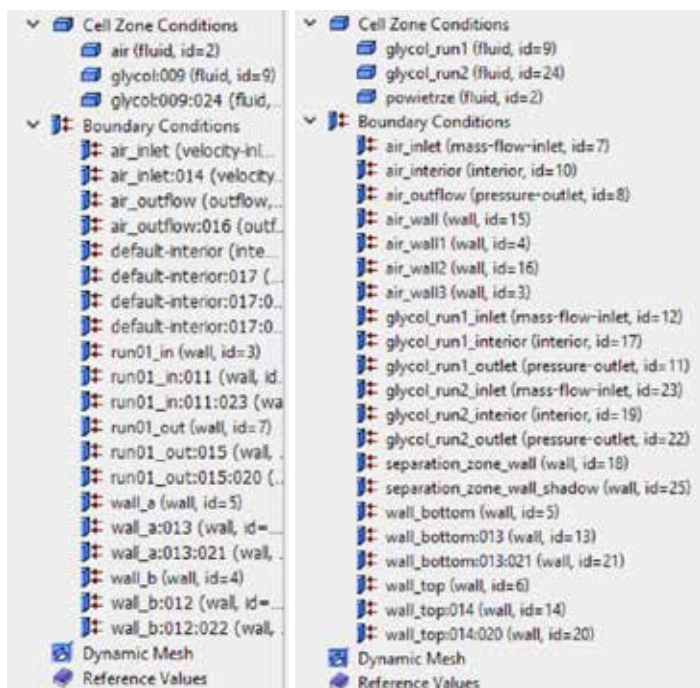
Domena obliczeniowa	Liczba węzłów	Liczba elementów
glikol_bieg 1	55 752	49 500
glikol_bieg 2	55 752	49 500
powietrze	110 292	99 000
<b>Razem</b>	<b>221 796</b>	<b>198 000</b>

### Implementacja danych eksperymentalnych, warunków brzegowych i początkowych do modelu dualnego

W modelu dualnym wymagane jest, aby siatki dla obu płynów nakładały się na siebie. Do stworzenia dodatkowej siatki wykorzystano komendę *mesh/modify-zones/copy-move-cell-zone was used*. Ponieważ nie wymagane są żadne przesunięcia ani rotacje dodatkowej siatki, ustawiono „0” w konsoli kontrolnej narzędzia. Utworzona siatka płynu dodatkowego musi być podzielona na dwa biegi wzdłuż granicy podziału siatki, która musi być utworzona. Według ANSYS FLUENT User Manual [4] rozdziału siatki można dokonać w oparciu o markery, które można utworzyć za pomocą algorytmów adaptacyjnych siatki. Markery te zapisywane są w rejestrach programu. Wykorzystano narzędzie *Adapt – Region*. Po wprowadzeniu współrzędnych prostopadłościanu, wewnątrz którego komórki będą oddzielone od reszty, połowa komórek została zamarkowana do oddzielenia. Utworzone zostały 2 obszary. Dokonano zmian nazwy poszczególnych domen według rysunku 2.57.

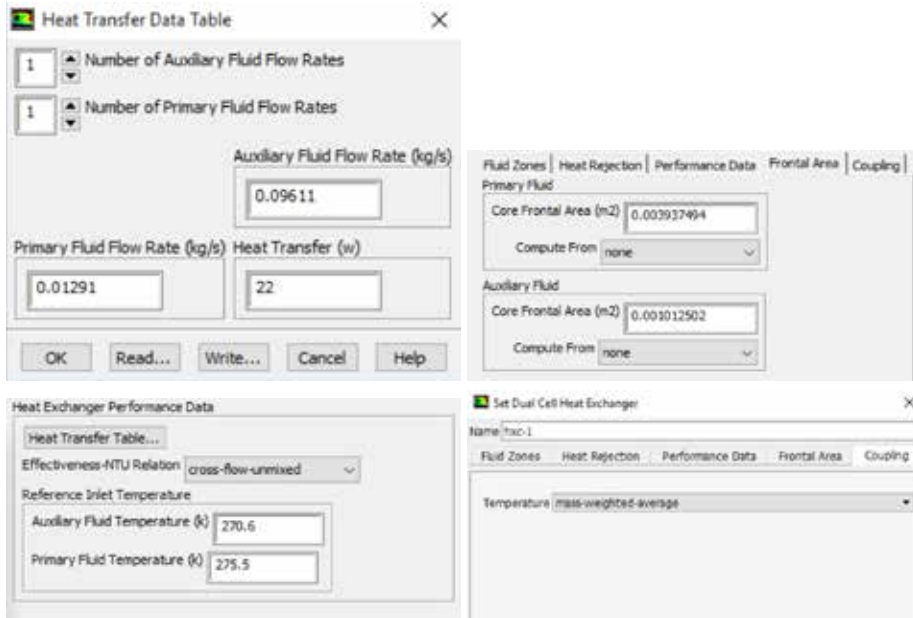
Zdefiniowano parametry wymiennika ciepła w oparciu o dane eksperymentalne. Wytypowano dwa przypadki pracy wymiennika: przed odszranianiem i po odszranianiu. Obliczenia przeprowadzono dla tych dwóch przypadków.

Na podstawie danych eksperymentalnych ustalono, że cały wymiennik charakteryzuje się wydajnością chłodniczą około  $\dot{Q}_{\text{exp1}} \cong 370 \text{ W}$  przed odszranianiem i  $\dot{Q}_{\text{exp2}} \cong 1180 \text{ W}$  po odszranianiu. Ponieważ modelowany jest tylko fragment wymiennika (w modelu dualnym jest to  $1/6 \times 1/9 = 1/54$  części wymiennika), należało przeliczyć pożądaną wydajność chłodniczą. W tym przypadku uzyskano około  $\dot{Q}_{\text{CFD1}} \cong 7 \text{ W}$  i  $\dot{Q}_{\text{CFD2}} \cong 22 \text{ W}$ .



Rys. 2.57. Warunki brzegowe po separacji obszarów i zmianie nazwy domen (początkowe – z lewej, finalne – z prawej)

Kolejnym krokiem jest wprowadzenie danych szczegółowych dotyczących wymiennika: liczbę przepływających przez wymiennik czynników, strumienie mas, temperatury wlotowe oraz obciążenie chłodnicze (rys. 2.58).



Rys. 2.58. Dane wprowadzone do modelu wymiennika

W dalszym kroku wybrano materiał (glikol etylenowy) dla czynnika chłodzącego. Materiał wybrano z bazy danych Fluent. Zmiany automatycznie zostały przeniesione do modelu wymiennika.

Dalszym krokiem są ustawienia warunków brzegowych. Dla powietrza z danych eksperymentalnych znany jest wydatek i temperatura po obu stronach wymiennika. Wobec tego wybrano jako warunek brzegowy *massflow inlet*  $\dot{m}_{in} = 0,0129 \text{ kg/s}$  o danej temperaturze wlotowej  $T_{in} = 275,5 \text{ K}$ . Podobnie dla strumienia glikolu zadano warunek *massflow inlet*  $\dot{m}_{in, \text{glikol}} = 0,0961 \text{ kg/s}$  o temperaturze wlotowej  $T_{in, \text{glikol}} = 270,6 \text{ K}$ .

W zakresie kontroli zbieżności obliczeń zastosowano domyślne ustawienia. Przyjęto, że rozwiązanie traktuje się jako zakończone, gdy residua równań ciągłości i pędu osiągną wartości  $10^{-3}$  natomiast dla równania energii  $10^{-6}$ . Dla wszystkich analizowanych przypadków rozwiązania uzyskano w mniej niż 300 krokach iteracyjnych.

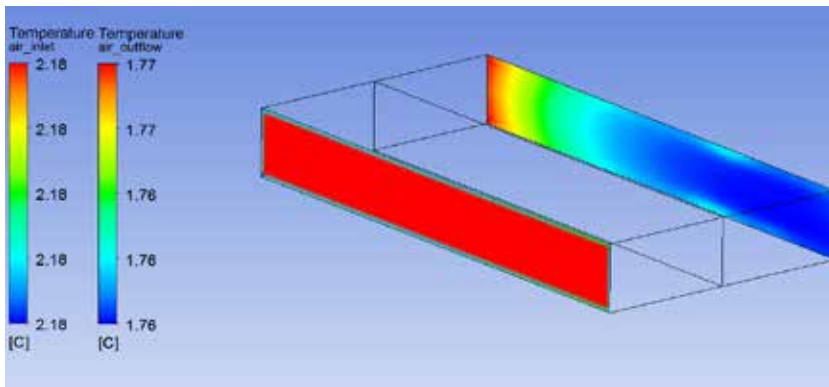
## Wyniki symulacji

Jak wspomniano wcześniej, obliczenia przeprowadzono dla dwóch przypadków pracy wymiennika: przed odszranianiem i po odszranianiu. W tabeli 2.5 pokazano zestawienie wyników uzyskanych z symulacji i z eksperymentu.

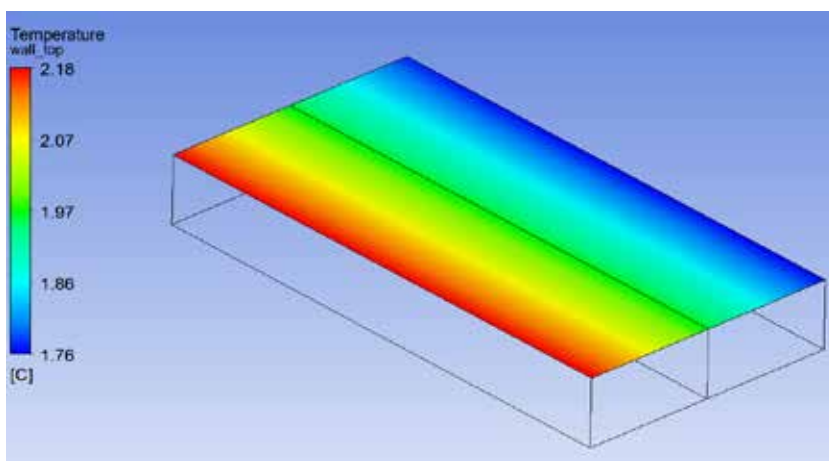
Tab. 2.5. Wyniki symulacji i badań eksperymentalnych chłodnicy powietrza

parametr	eksperyment	CFD model dualny	warunki pracy
strumień ciepła $\dot{Q}$	6,895 W	6,888 W	przed odszranianiem
temperatura powietrza na wylocie $t_{out}$	274,1 K	274,9 K	
strumień ciepła $\dot{Q}$	22,01 W	22,04 W	po odszranianiu
temperatura powietrza na wylocie $t_{out}$	274,1 K	273,85	

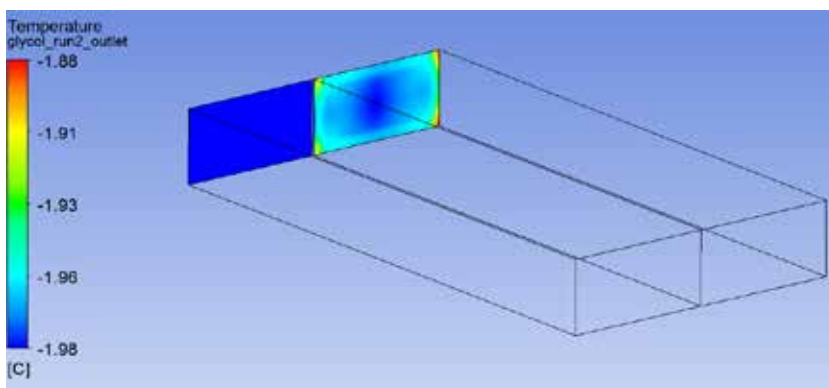
Rozkłady parametrów cieplno-przepływowych pokazano na kolejnych rysunkach. Na rysunku 2.59 przedstawiony został rozkład temperatury powietrza na powierzchni wlotowej i wylotowej wymiennika. Jak widać z lewej strony rysunku, skala temperatur pokazana dla powierzchni *air\_inlet*, pomimo wielobarwnej podziałki, zawiera wartości tylko  $t = 2,18^{\circ}\text{C}$ , co wynika z zadanego warunku brzegowego. Prawa skala zawiera bardzo mały przedział zmienności pomimo tego, że widoczne jest rozwarstwienie temperatury. Ocena uzyskanych parametrów w zakresie temperatury powietrza na wylocie z wartością eksperymentalną jest w praktyce bardzo trudna. Rozkład temperatury wzdłuż przepływu w płaszczyźnie poziomej pokazano na rysunku. 2.60. Tu wyraźnie widać zmianę temperatury w zakresie od  $2,18^{\circ}\text{C}$  do  $1,76^{\circ}\text{C}$



Rys. 2.59. Rozkład temperatury w przekroju wlotowym i wylotowym dla powietrza



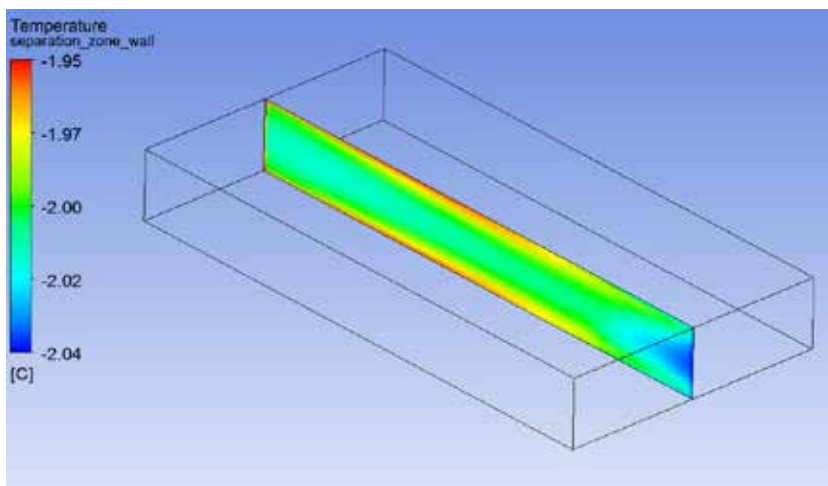
Rys. 2.60. Rozkład temperatury na górnej powierzchni modelowanego fragmentu wymiennika



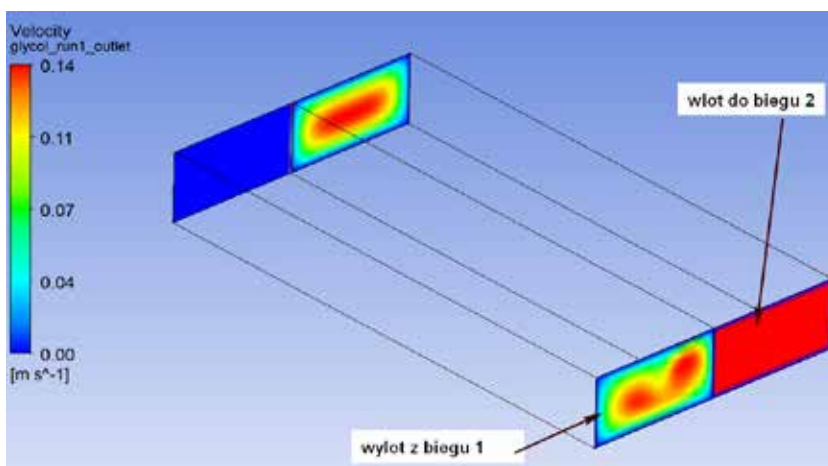
Rys. 2.61. Temperatura glikolu na wlocie i na wylocie wymiennika

Rysunek 2.61 przedstawia rozkład temperatury glikolu w przekroju wlotowym i wylotowym. Przekrój wlotowy (jednolity kolor niebieski) oznacza wejście czynnika chłodzącego (glikol) do rurki – bieg 1. Jednolite zabarwienie oznacza zadaną jako warunek brzegowy wartość temperatury na wejściu. Skala pokazana na rysunku 2.61 odnosi się jedynie do wartości temperatury na wyjściu glikolu z wymiennika. Należy dodać, że mowa tutaj o wyjściu z biegu 2. Rozkład temperatury na „wirtualnej” ścianie rozdzielającej biegi glikolu pokazano na rysunku 2.62. Obserwowana zmiana temperatury to około 0,1 K.





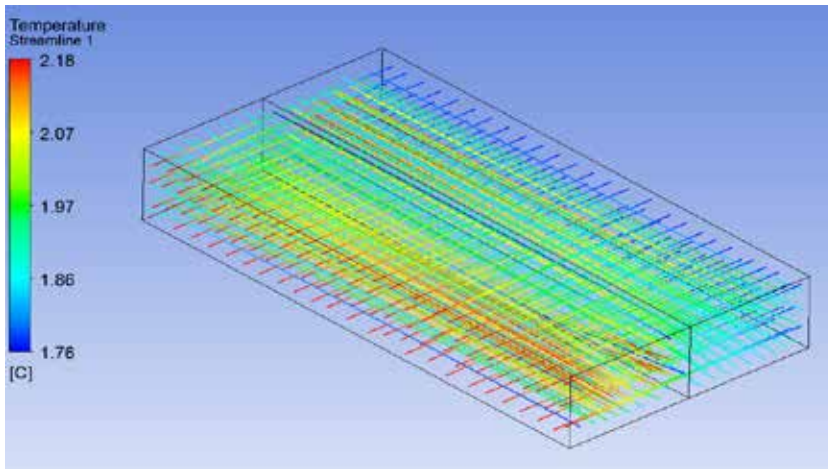
Rys. 2.62. Temperatura w płaszczyźnie rozdzielającej oba biegi glikolu



Rys. 2.63. Rozkład prędkości glikolu na wlocie i wylocie obu biegów glikolu

W zakresie rozkładu prędkości glikolu wyświetlono mapy barwne prędkości na wlocie i wylocie wymiennika (rys. 2.63). Rozkład ten wyraźnie pokazuje niefizyczne zachowanie się glikolu na połączeniu obu biegów. Rozkład prędkości na wylocie z biegu 1 można uznać za rzeczywisty, jednakże definicja warunku brzegowego do wejścia biegu drugiego jako *massflow inlet* skierowany prostopadłe do płaszczyzny oznacza równomierny rozkład prędkości.





Rys. 2.64. Trajektoria cząstek w wymienniku

Trajektorię cząstek zarówno powietrza, jak i glikolu pokazano na rysunku 2.64. Widać, że wymiennik charakteryzuje się przepływem krzyżowym, czyli odzwierciedla z dużym przybliżeniem przepływ rzeczywisty w wymienniku.

## 2.6. Ocena stosowalności modelu porowatego i modelu dualnego

Na podstawie uzyskanych wyników pokazanych w sposób syntetyczny, ale również na podstawie bezpośrednich dyskusji autora z osobami zajmującymi się modelowaniem wymienników i sposobu aplikacji modelu dualnego do modelowania wymienników, począwszy od etapu preprocesingu, przygotowywania i wykonywania obliczeń, aż po etap postprocesingu, autor stwierdza, że:

1. Model dualny może być wykorzystywany do bardzo uproszczonego traktowania wymiennika jako źródła ciepła dodatniego lub ujemnego przy modelowaniu większych obiektów, np. chłodni. W modelu takim wymiennik jest jedynie źródłem ciepła, które pozwala uzyskać informacje o wartości temperatury na jego wyjściu. W takim przypadku nie ma możliwości analizy procesów zachodzących wewnątrz wymiennika. Z tego powodu model nie powinien być stosowany do projektowania czy optymalizacji wymienników. Należy jednak zaznaczyć, że nie jest to celem tegoż modelu. Podobne ograniczenia w zakresie

- stosowalności posiada model ośrodka porowatego. Jednakże modelowanie skomplikowanej geometrii nie jest takim utrudnieniem jak w modelu dualnym.
2. W obu podejściach do zamodelowania pracy wymiennika wymagane jest posiadanie jego charakterystyki cieplnej, którą w sposób bezpośredni wprowadza się jako parametry znane. Aby można było uznać uzyskane wyniki za wiarygodne, należy dysponować wynikami prac eksperymentalnych w zakresie przepływów czynników, temperatur i tym samym wydajności chłodniczej/cieplnej.
  3. Model dualny pozwala na oszacowanie mocy wymiennika na podstawie zadanych temperatur bądź na uzyskanie informacji o temperaturach, mając zadany *Heat Rejection Targeted* (upust cieplny). Model wówczas poszukuje temperatur czynników, aby uzyskać założoną wydajność. Model ośrodka porowatego może być stosowany do predykcji parametrów wylotowych (prędkość i temperatura powietrza), zadając parametry powietrza na wlocie oraz ilość ciepła, które należy doprowadzić/odprowadzić.
  4. Rozkład prędkości na przejściu z biegu 1 do biegu 2 wyraźnie ukazuje uchybienia modelu w zakresie fizyki przepływu czynnika chłodniczego (rys. 2.63). Przejście to jest sprzęgnięte ze sobą w zakresie temperaturowym, prędkość została zadana (a dokładniej obliczona) z warunku brzegowego i traktowana jest jako wartość średnia dla całego przekroju. Należałoby zagadnienie to rozwiązać poprzez zadanie profilu prędkości na wejściu do biegu drugiego pobranego z wyjścia biegu pierwszego. Wymaga to stworzenia własnych funkcji, które następnie implementuje się do modelu.
  5. Należy bardzo ostrożnie i umiejętnie zadawać warunki brzegowe, stosując model dualny. W przeciwnym razie użytkownik może być narażony na bardzo trudno zbieżne obliczenia i wyniki, które nie mają sensu fizycznego. Warto dodać, że nie ma w literaturze przedmiotu wytycznych bądź rekomendacji w tym zakresie.
  6. Jak dotąd w ramach prac wykorzystania modelu dualnego podjęto próby modelowania jedynie dwóch biegów wymiennika. Analizowany wymiennik ma dużo bardziej złożoną strukturę przepływową w zakresie czynnika chłodniczego, w wymienniku tym bowiem jest 18 rur ułożonych w szachownicę. Trudno ocenić zatem możliwości zastosowania tego podejścia w tak skomplikowanych aparatach. W tym zakresie należałoby podjąć szereg kolejnych prób, sukcesywnie komplikując geometrię. Takie podejście w razie obliczeń zakończonych sukcesem pozwoliłoby na ocenę, który sposób modelowania wymienników jest bardziej racjonalny: dualny czy z zastosowaniem materiałów porowatych. Każde bowiem podejście wymaga dodatkowych prac przygotowawczych. Należałoby tu poddać ocenie czas budowy modelu obliczeniowego (etap preprocesingu), ilość wymaganych danych opisujących wymiennik oraz czas i stabilność obliczeń.

## Podsumowanie

W powyższym rozdziale zaprezentowano wyniki symulacji numerycznych pracy wymiennika lamelowego, wykorzystanego jako chłodnica powietrza w chłodni owocowo-warzywnej. Symulacje przeprowadzone zostały przy zastosowaniu różnych modeli geometrycznych i numerycznych. Analizowany wymiennik jest egzemplarzem jednostkowym, zbudowanym na potrzeby realizacji projektu PBS. Z uwagi na ograniczenia techniczne, jakie towarzyszyły gromadzeniu danych pomiarowych, jedynym możliwym sposobem poznania pracy wymiennika jest analiza numeryczna. Jako danych wejściowych autor użył wyników eksperymentalnych.

W pierwszej kolejności podsumowano budowę i dyskretyzację modelu geometrycznego wymiennika. Dalej pokazano wyniki modelu wymiennika z pojedynczym żebrzem oraz zaprezentowano wyniki modelu z zastosowaniem warunku brzegowego typu *periodic*. W symulacjach obu typów uzyskano bardzo zbliżone wyniki w zakresie rozkładu temperatur i prędkości. Przedstawione zostały również wyniki modelowania części wymiennika z zastosowaniem pełnej geometrii. W oparciu o uzyskane wyniki wyznaczona została charakterystyka oporów przepływu powietrza wzdłuż wymiennika w funkcji prędkości przepływu. Informacje te zostały wykorzystane do wyznaczenia współczynników stosowanych w modelowaniu przepływu przez ośrodek porowaty.

W rozdziale przedstawione zostały podstawowe informacje dotyczące zastosowania modelu ośrodka porowatego jako ośrodka zastępczego dla rur i lameli w analizowanym wymienniku. Zaprezentowano wyniki obliczeń, które porównano z wynikami uzyskanymi podczas badań eksperymentalnych.

Do modelowania pracy wymiennika zastosowany został również model dualny. Model ten separuje oba media, które analizowane są oddzielnie, a informacje pomiędzy domenami obliczeniowymi przekazywane są poprzez termiczne sprzęgnięcie. Zaprezentowane zostały i omówione wyniki numeryczne, które porównano z eksperymentalnymi. Zarówno model ośrodka porowatego, jak i model dualny mogą być zastosowane do analizy pracy wymiennika ciepła. Różnica pomiędzy wynikami numerycznymi a eksperymentalnymi jest akceptowalna.

Zasadniczą cechą prezentowanych wyników jest pozytywna implementacja modeli uproszczonych wymienników do zagadnień związanych z przechowalnością warzyw i owoców. Pozwoliło to na wykonanie szeregu dodatkowych prac, które nie były możliwe do wykonania eksperymentalnie. Stanowi to nowość w tym zakresie. Wybrane wyniki zostały zaprezentowane na konferencjach międzynarodowych [6–10] oraz opublikowane w czasopiśmie międzynarodowych [11,12]. Opracowana procedura zastosowania modelu porowatego i uzyskane wyniki zostały wykorzystane w innych symulacjach realizowanych w ramach projektu PBS. Po-

zytywna walidacja modelu ośrodka porowatego ma kluczowe znaczenie z uwagi na prostotę modelu i łatwość jego zastosowania w innych dziedzinach. Autor wykorzystał model ośrodka porowatego do modelowania przepływu gazu przez sita otworowe stosowane w elektrofiltrach, co zostało pokazane w rozdziale 4. W zakresie wykorzystania modelu dualnego – według wiedzy autora w chwili przygotowania niniejszej monografii – nie ma dostępnych prac, w których testuje się wspomniany model. W ocenie autora prezentowane wyniki mają bardzo dużą wartość poznawczą i aplikacyjną.

## Literatura

1. *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw*, Program Badań Stosowanych PBS1/A8/7/2012, Politechnika Białostocka, 2012–2015.
2. Praca zbiorowa pod red. D. Butrymowicza, *Kompleksowe rozwiązania technologii chłodniczej składowania warzyw*, Wyd. Politechniki Białostockiej, 2017 (w druku).
3. GAMBIT 2.4 User Guide, May 2007.
4. ANSYS FLUENT 16 User's guide. 2013.
5. Karta charakterystyki wymiennika, Tarczyn 2012.
6. Kołodziejczyk, M., Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Gagan, J. (2015), *Numerical simulations of heat and mass transfer in a chinese cabbage cold store*, Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration, Yokohama, Japan, 16–22.08.2015, paper no. 509, ISBN 9782362150128.
7. Śmierciew, K., Kołodziejczyk, M., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2016), *Numerical modelling of fin heat exchanger in application to cold storage*, IX International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, Cracow, 23–26 May 2016.
8. Kołodziejczyk, M., Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Gagan, J., *Numerical Modelling of Heat and Mass Transfer Processes in Chinese Cabbage Cold Storage Chamber*, 2016. Purdue Compressor Engineering, Refrigeration and Air Conditioning and High Performance Buildings Conferences, Purdue, USA, 2016, ID 2670.
9. Kołodziejczyk, M., Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., *Numerical analysis of stacking arrangement on storage conditions in chinese cabbage cold storage chamber*, X International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer, Seoul, Korea.
10. Kołodziejczyk, M., Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., *Numerical modelling of processes in chinese cabbage cold storage chamber*, X Interna-

tional Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer, Seoul, Korea.

11. Kołodziejczyk, M., Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D. (2016), Numerical modelling of heat and mass transfer in vegetables cold storage, *Procedia Engineering* 157, 279–284.
12. Śmierciew, K., Kołodziejczyk, M., Gagan, J., Butrymowicz D. (2017), Numerical modelling of fin heat exchanger in application to cold storage, *Heat Transfer Engineering*, <http://dx.doi.org/10.1080/01457632.2017.1338862>.

## 3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach

### 3.1. Zagadnienia wprowadzające

Wytwarzanie energii elektrycznej z paliw kopalnych w krajowym systemie energetycznym wciąż jest technologią dominującą. Ponad 75% energii elektrycznej w kraju wytwarzanej jest w węgla. Rosnące zapotrzebowanie na energię elektryczną przyczynia się do wzrostu ilości wytwarzanej energii. Efektem tego są nieuniknione zmiany środowiskowe. Elektrownie węglowe stanowią bowiem jedno z głównych źródeł emisji zanieczyszczeń. Jednym z zasadniczych problemów, z jakimi muszą walczyć elektrownie węglowe, jest emisja cząstek stałych. Z reguły drobne cząstki zanieczyszczeń stanowią mniejszą część w stosunku do całkowitej masy zawieszin cząstek w objętości spalin. Jednakże właśnie te drobne cząstki są uważane za niebezpieczne dla zdrowia ze względu na ich wysokie prawdopodobieństwo osiadania w głębszych partiach dróg oddechowych [1], co może prowadzić do chorób układu oddechowego i krwionośnego w tym: raka płuc i przewlekłej obturacyjnej choroby płuc czy zawału serca.

Obecnie najbardziej powszechnymi, skutecznymi i niezawodnymi urządzeniami do oczyszczania spalin są filtry elektrostatyczne, zwane elektrofiltrami (ESP). Urządzenia te przystosowane są do pracy z dużymi strumieniami gazu o szerokim zakresie temperatury i ciśnień. Miejsce montażu, liczba sit oraz stopień otwarcia, a zatem i wymiary sit, zależne są od konstrukcji poszczególnych elektrofiltrów. W zależności od kształtu i wymiaru dyfuzora – kąt napływu strugi gazu na powierzchnię sita otworowego, a zatem i na powierzchnię panelu (kąt pomiędzy powierzchnią sita a kierunkiem napływu strugi gazu) zmieniać się może w granicach od 30° do około 90°. Prędkość gazu na dolicie do pierwszych sit otworowych waha się od 7 m/s do 20 m/s, natomiast temperatura gazu zmienia się w granicach od 100°C do 300°C.

Typowe elektrofiltry są w stanie oczyścić spalinę ze skutecznością nawet 99,9%. Dane te dotyczą jednak cząstek większych rozmiarów. Skuteczność odpylania maleje wraz ze zmniejszaniem się rozmiarów zanieczyszczenia. W zakresie cząstek o małych rozmiarach, rzędu 2,5 mikrona, elektrownie zmuszone są do podjęcia działań dotyczących zbadania możliwości poprawy dalszego kontrolowania ich emisji. Nowe, restrykcyjne wymagania BAT, które wejdą w życie po roku 2021, w klarow-

ny sposób określają konieczność podjęcia działań dostosowania istniejących i budowy nowych instalacji oczyszczania spalin [2].

W tym zakresie istnieją 4 możliwe rozwiązania:

- modernizacja – zwiększenie powierzchni osadczącej elektrofiltru, remont istniejącej komory i wyposażenia wewnętrznego,
- stosowanie różnego rodzaju elektrod ulotowych,
- poprawa rozkładu prędkości i jednorodności przepływu spalin gazów odlotowych w elektrofiltrze w oparciu o symulacje CFD,
- wymiana lub modyfikacja układów sterowania i/lub zespołów zasilających.

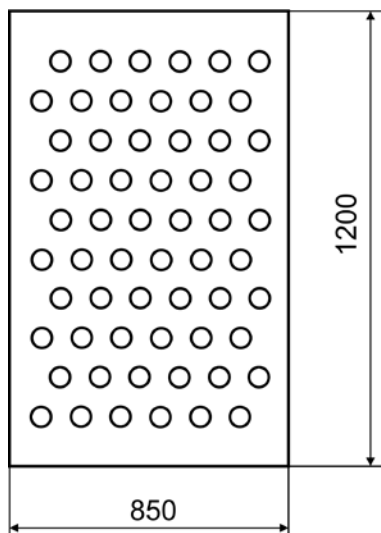
Wydajność elektrofiltru zależy w dużej mierze od złożonego rozkładu przepływu gazu. Zazwyczaj przepływ jest bardzo turbulentny, liczba Reynoldsa przekracza wartość  $Re > 10^5$  [3]. Rozkład prędkości wpływa na turbulencje w okolicy elektroelektrod zbiorczych. Niekorzystny rozkład prędkości wpływa na nierównomierną turbulencję, co przekłada się na możliwości zbiorcze elektrofiltru. W celu uporządkowania przepływu w elektrofiltrach stosuje się dyfuzory przed komorą odpylającą. Dyfuzory wyposażone są w panele płyt perforowanych, mających postać sit otworowych o różnych średnicach otworów. Lokalizacja i stopień otwarcia panelu wpływają na rozkład prędkości i poziom turbulencji przepływu gazu. Stopień otwarcia panelu definiuje się jako:

$$f = \frac{A_o}{A_c}, \quad (3.1)$$

gdzie  $A_o$  jest całkowitą powierzchnią otworów,  $A_c$  – całkowitą powierzchnią panelu. Panele te z reguły zawierają od kilku do kilkudziesięciu płyt. Widok przykładowej płyty montowanej w panelu pokazano na rysunku 3.1.

Rozkład prędkości gazu w elektrofiltrze odgrywa zatem ważną rolę w ogólnej wydajności tego urządzenia. Zbyt wysokie prędkości lokalne gazu mogą spowodować, że siły aerodynamiczne cząstek mogą przewyższyć siły elektrostatyczne generowane przez powierzchnie zbierające i elektrody, co prowadzi do obniżenia wydajności odpylania. Podobnie się dzieje, jeśli prędkości lokalne są zbyt niskie, powierzchnia zbierająca nie jest odpowiednio wykorzystywana, a potencjał narastania cząstek w kanale wlotowym i wylotowym ESP wzrasta. Rozkład prędkości w elektrofiltrze powinien odpowiadać normie ICAC-EP7 [4], zgodnie z którą w strefie obróbki spalin blisko wlotu i wylotu powierzchni komory zbierającej wartość prędkości musi wynosić co najmniej 85% prędkości nie większej niż 1,15-krotność średniej prędkości i 99% wartości nie większej niż 1,40-krotność średniej prędkości. Płyty perforowane o niskiej porowatości mają tendencję do rozbieżności przepływu, powodując gromadzenie się strumienia w pobliżu ścian. Z kolei płyty perforowane o dużej porowatości charakteryzują się słabą dystrybucją przepływu. W takim przypadku można oczekiwać dużych prędkości w pobliżu osi. Umieszczenie płyt

blisko siebie nie poprawi rozkładu przepływu gazu, wręcz przeciwnie – efekt będzie odwrotny. Z kolei mocowanie płyt przy wyjściu z dyfuzora nie jest zalecane z uwagi na odległość, którą musi pokonać przepływający gaz, zanim będzie w stanie wyregulować się i wygładzić wiry utworzone za perforowaną płytą. Widać zatem, że określenie lokalizacji położenia płyt oraz stopień otwarcia płyt wymagają wielowariantowych analiz, które są niewykonalne w warunkach rzeczywistych.



Rys. 3.1. Przykładowy wygląd panela sita otworowego na podstawie [13]

Najprostszym modelem numerycznym w tym zakresie jest model ośrodka porowatego, tzw. *porous jump*, w którym przepływ przez perforowaną płytę modelowany jest jako przepływ przez nieskończenie cienką porowatą płytę. Model taki operuje tylko parametrami skalarnymi, co w znacznym stopniu ogranicza możliwości dokładnego odtworzenia przepływu gazu. Model ten może być stosowany w praktyce, o ile w sposób arbitralny dobierze się parametry modelu tak, aby odtwarzał pole prędkości, co jednak znacznie pogarsza dokładność obliczeń oporów przepływu przez płyty. Stosowanie takiego modelu jest zatem dalekie od oczekiwań. Drugim z ujęć jest model *porous zone*, w którym można operować wielkościami wektorowymi, a który zarazem uwzględnia grubość płyty.

Dotychczasowe prace eksperymentalne zespołów badawczych z reguły ograniczone były do pojedynczych komponentów elektrofiltru, najczęściej wykonywanych w skali [5–9]. Projektowanie elektrofiltrów odbywało się zatem na podstawie drogich i czasochłonnych eksperymentów, wykonywanych najczęściej metodą prób



i błędów. W tym przypadku symulacje CFD rozprywu gazu w elektrofiltrze wydają się atrakcyjnym rozwiązaniem. Jednakże modelowanie przepływu gazu w komorze elektrofiltru koncentrowało się najczęściej wokół próby odtworzenia warunków panujących przy elektrodach i powierzchniach zbiorczych [10–11], przy czym nie modelowano geometrii elektrod, lecz wprowadzono zastępczy opór imitujący obecność elektrody. Wpływ stopnia otwarcia płyt oraz ich lokalizacje na rozkład prędkości w elektrofiltrze pokazane zostały w [3,12]. Autorzy zastosowali jednak płyty o stałym stopniu otwarcia. Znajomość wpływu stopnia otwarcia na efektywność elektrofiltru jest zatem wysoko pożądana, zwłaszcza z punktu widzenia projektanta. Wielowariantowe analizy w tym zakresie mogą być wykonane za pomocą symulacji CFD.

Modelowanie przepływu gazu przez sita otworowe należy do bardzo złożonych zagadnień z uwagi na znaczne gabaryty elektrofiltru oraz konieczność uwzględnienia elementów kierujących przepływ w kanałach. Wykonanie obliczeń, w których stosuje się geometrię całego elektrofiltru z uwzględnieniem pełnej geometrii sit otworowych, nie jest w praktyce możliwe. Należałoby bowiem uwzględnić bardzo wrażliwą na przepływ warstwę przysięnną oraz ogromną liczbę otworów w sitach. Modelowanie przepływu wymagałoby bardzo precyzyjnej siatki obliczeniowej. Z punktu widzenia nakładów czasowych i wymagań w zakresie opracowania siatki obliczeniowej z należytą dokładnością przedsięwzięcie staje się nieopłacalne z uwagi na znaczny koszt numeryczny. Stąd wymagane jest zastosowanie modeli uproszczonych, tj. takich, w których obecność paneli w elektrofiltrze jest uwzględniona, jednak nakład czasowy i numeryczny w zakresie przygotowania modelu nie jest dominujący. Jednym z modeli, które umożliwiają takie podejście, jest model osrodka porowatego.

**Tab. 3.1.** Dane dotyczące stopnia otwarcia analizowanych paneli

Stopnie otwarcia dla sit z otworami okrągłymi	
oznaczenie sita otworowego (SO)	przybliżony stopień otwarcia panelu [%]
SO-30	30
SO-35	35
SO-40	40
SO-44	44
SO-50	50
SO-55	55
Stopnie otwarcia sit z otworami czworokątnymi	
oznaczenie sita otworowego (SP)	przybliżony stopień otwarcia panelu [%]
SP-60	60,6
SP-70	69,3

Głównym celem przedsięwzięcia było zaproponowanie ogólnej metody modelowania sit o różnym stopniu otwarcia, z uwzględnieniem elementów konstrukcyjnych za pomocą modelu uproszczonego. Stopnie otwarcia analizowanych sit otworowych zostały przedstawione w tabeli 3.1. Kluczowym zagadnieniem jest również uwzględnienie napływu gazu na sita pod różnym kątem. Zagadnienie to nie jest jednak analizowane w niniejszej monografii.

## 3.2. Modelowanie przepływu w tunelu badawczym

Metoda modelowania sit otworowych powinna w jak najmniejszym stopniu wykorzystywać moce obliczeniowe podczas procesu modelowania numerycznego (CFD) rozptyłu gazu w komorze elektrofiltru oraz zapewnić możliwie nieskomplikowany sposób stosowania jej podczas procesu modelowania CFD.

Wyniki uzyskane z symulacji CFD powinny w jak największym stopniu być zbliżone do wyników, jakie uzyskane byłyby w warunkach rzeczywistych. Uzyskanie rozkładów prędkości dla pracującego elektrofiltru jest niezwykle trudne. Ponadto warunki pracującego elektrofiltru nie mogą być uznane za warunki referencyjne do walidacji obliczeń CFD, w których modeluje się tylko fragment jego geometrii, uwzględniający jedynie sito otworowe. W celu poprawnej walidacji należałoby bowiem symulować pracę całego elektrofiltru.

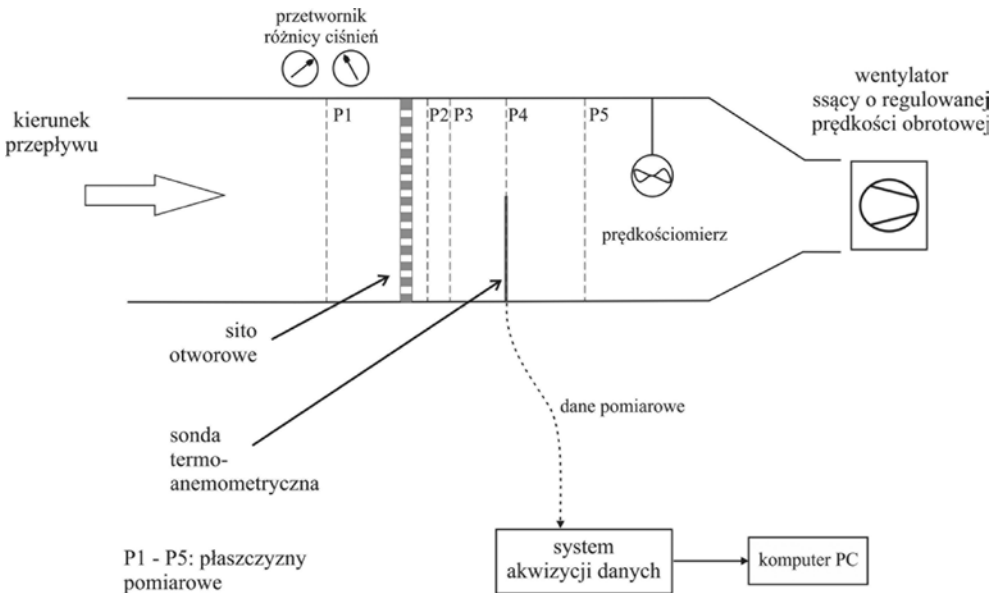
W celu odtworzenia fizycznych warunków napływu powietrza na sito otworowe zbudowany został tunel badawczy. Szczegóły dotyczące jego geometrii zawiera praca [13]. Opis stanowiska badawczego i procedury pomiarowej, które prezentowane są w niniejszym rozdziale, autor zaczerpnął z Raportu podsumowującego projekt [13]. W skład stanowiska badawczego wchodzi: kanał pomiarowy z wentylatorem, system pomiarowy i system akwizycji danych. Tunel badawczy został wykorzystany do badań rozkładów prędkości i spadków ciśnień na badanych sitach otworowych. Ogólny schemat tunelu badawczego pokazano na rysunku 3.2.

Przepływ powietrza wymuszony był przez wentylator promieniowy. Zmiana prędkości obrotowej silnika napędowego w zakresie od 20 do 100% pozwoliła na przepływ powietrza z różną prędkością. Część eksperymentalna obejmowała swoim zakresem pomiary spadku ciśnienia oraz rozkłady prędkości w wybranych płaszczynach. Zagadnienie doboru odległości pomiaru parametrów przepływowych jest w analizowanym przedsięwzięciu sprawą indywidualną i wymaga osobnej analizy. Ogólna reguła, którą można zastosować w kwestii miejsca pomiaru, jest taka, że pomiaru spadku ciśnienia wynikającego z obecności elementu stawiającego opór należy dokonywać w przekroju (w odległości powierzchni pomiarowych od panelu), w którym ustabilizowany jest profil prędkości. Wymaga to jednak znacznych

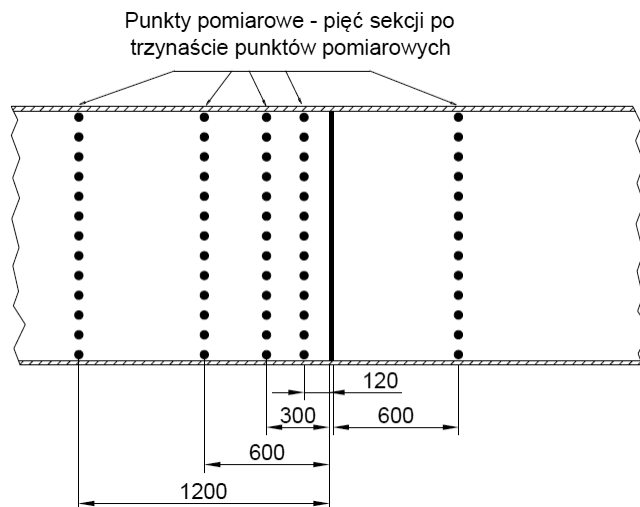
odległości pomiędzy badanym elementem a powierzchniami pomiarowymi. Takie warunki pomiarowe mogą jednak być niewystarczające do przeprowadzenia walidacji wyników obliczeń.

Pomiar ciśnienia przeprowadzono metodą różnicową, mierząc spadek ciśnienia w dwóch płaszczyznach: przed płytą i za płytą. Do pomiarów wykorzystano system 5 króćców (kryz) pomiarowych, umieszczonych w bocznych ściankach kanału pomiarowego (dla każdej płaszczyzny). Pomiar spadku ciśnienia statycznego realizowany był zatem jako pomiar uśrednionej wartości ciśnienia na ściance kanału. W pomiarach wykorzystano przetwornik różnicy ciśnień, którego dokładność pomiarowa czujnika wynosi  $\pm 0,075\%$  zakresu. Oznacza to, że maksymalny błąd systematyczny pomiaru czujnika zastosowanego w badaniach wynosił 0,15 Pa.

W trakcie badań mierzona była temperatura powietrza zasysanego do kanału pomiarowego. Do pomiaru wykorzystano termoparę typu K. Mierzona była również wilgotność względna powietrza. Zmiany temperatury podczas pomiarów były w zakresie 19,8–22,0°C, wilgotność względna zmieniała się w zakresie 65%–85%. W obliczeniach CFD temperaturę powietrza ustalono jako wartość średnią z wyżej przedstawionych, i utrzymywano jako wartość stałą. Z punktu widzenia obliczeń CFD pomiar wilgotności miał charakter jedynie informacyjny, gdyż założono przepływ powietrza suchego, modelowanego jako gaz doskonały.

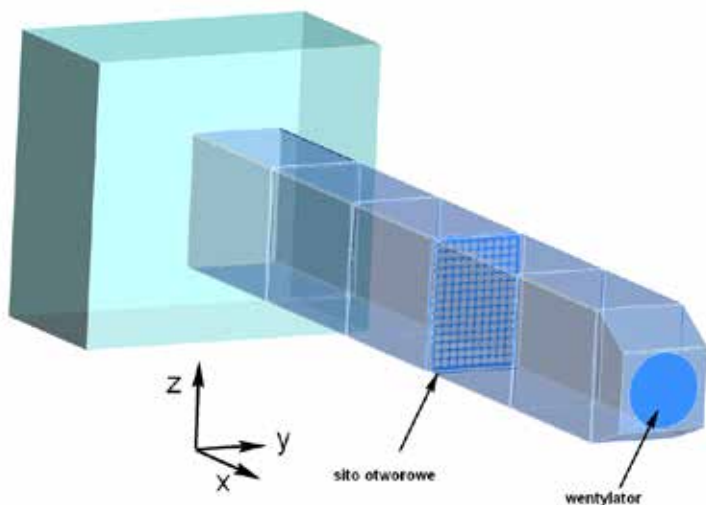


Rys. 3.2. Ogólny schemat ideowy stanowiska pomiarowego [13]

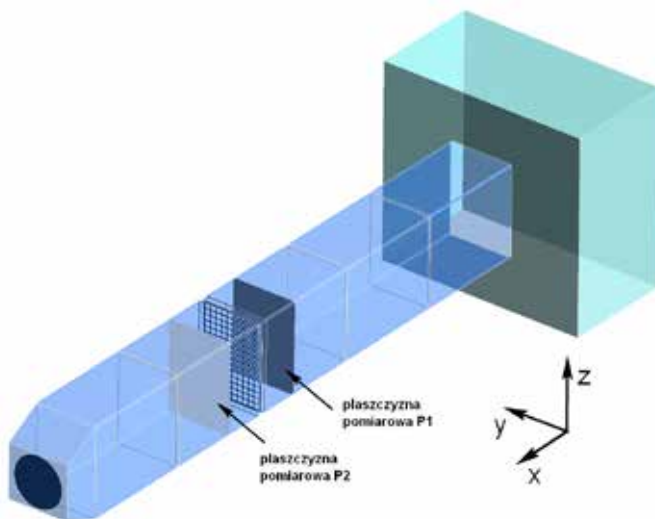


Rys. 3.3. Rozkład otworów i płaszczyzn pomiarowych w kanale [13]

W celu zamodelowania fizycznego zjawiska przepływu powietrza przez tunel badawczy autor zbudował pełny, trójwymiarowy model tunelu, uwzględniający wszelkie zmiany geometryczne, np. kształtowniki konstrukcyjne oraz zwiężający się blok kanału imitujący wlot do laboratoryjnego wentylatora wyciągowego. Dla przypadku napływu powietrza w kierunku prostopadłym do powierzchni panelu otworowego – w modelu uwzględniono również przylegającą część przestrzeni laboratorium tak, aby w pełni opisać warunki wlotowe do kanału. Widok konturów modelowego kanału badawczego – zastosowanych do budowy siatki numerycznej – przedstawiono na rysunku 3.4. Z uwagi na to, że prace eksperymentalne przeprowadzane były z płytą o stopniu otwarcia 40%, taką płytę zastosowano w modelu geometrycznym. W niniejszej monografii pominięto zagadnienie związane z opisem przygotowania geometrii i obliczeniami dotyczącymi niezależności wyników od gęstości siatki obliczeniowej. Szczegóły w tym zakresie zawarto w pracy [13].



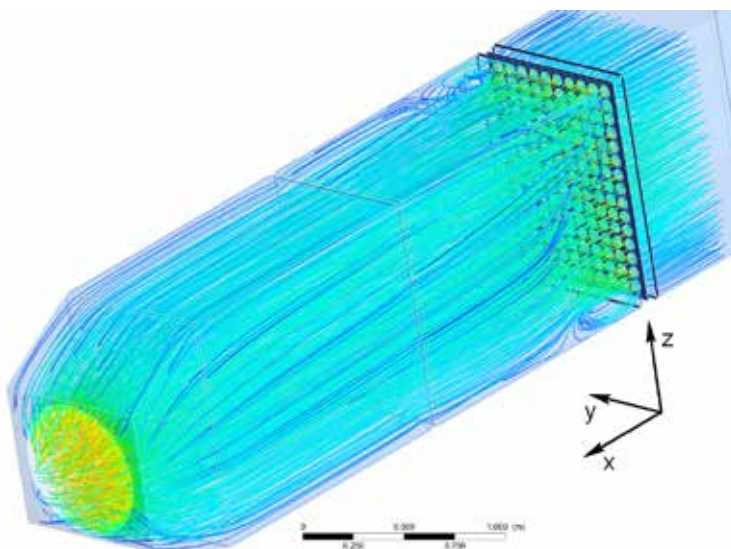
Rys. 3.4. Widok modelowanego tunelu badawczego z panelem otworowym SO-40



Rys. 3.5. Widok powierzchni kontrolnych przed płytą (1) i za płytą (2); odległość między tymi powierzchniami wynosi 10 średnic otworu

W modelu zastosowano niestructuralną siatkę o zmiennym kroku dyskretyzacyjnym, przy czym największe zagęszczenie siatki występuje w okolicy płyty otworowej, po obu jej stronach. Łącznie siatka obliczeniowa liczyła 2,7 miliona objętości.

Do obliczeń wykorzystano pakiet ANSYS *Fluent*. Wybrano solver ciśnieniowy z podwójną precyzją obliczeń. Powietrze modelowane było jako płyn nieściśliwy gęstości  $1,225 \text{ kg/m}^3$  i temperaturze  $300 \text{ K}$ , a jako model turbulencji zastosowano model *SST* z rodziny modeli  $k-\omega$ . Współczynniki w modelu turbulencji pozostawiono domyślne. Obliczenia przeprowadzono przy ciśnieniu odniesienia równym  $p_{\text{ref}} = 101325 \text{ Pa}$ . Jako warunki brzegowe wybrano warunki ciśnieniowe zarówno po stronie wlotu, jak i wylotu. Metodologia symulacji oraz jej rezultaty zostały zweryfikowane eksperymentalnie dla wybranych prędkości (zob. rys. 3.8).

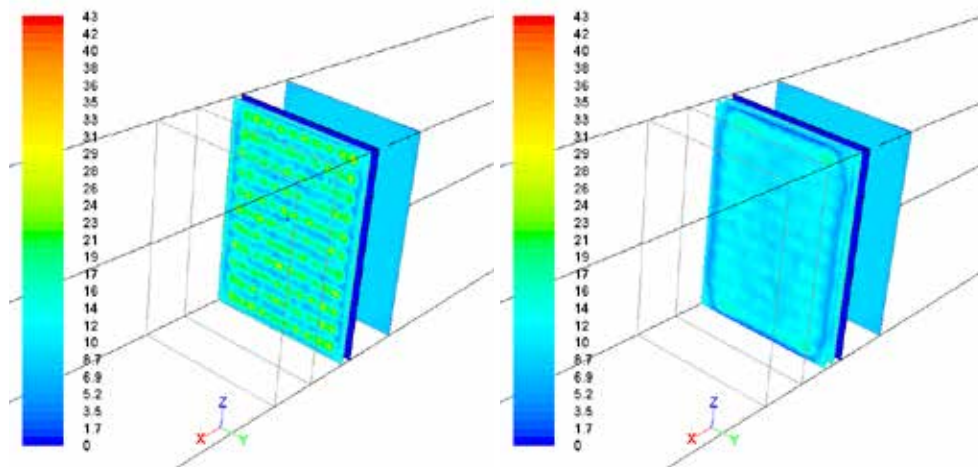


**Rys. 3.6** Trajektoria toru cząstek powietrza dla średniej prędkości  $9 \text{ m/s}$  na wylocie z płyty otworowej SO-30

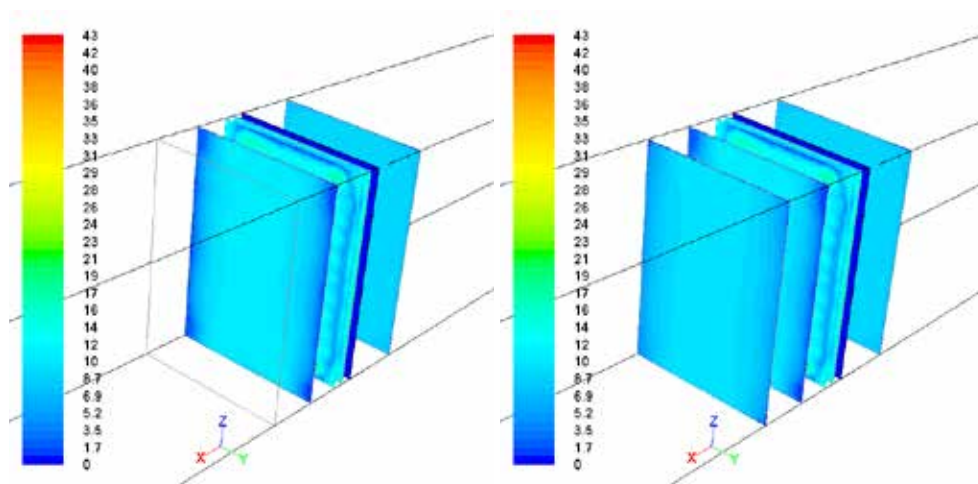
Zanim przeprowadzono pomiary, autor dokonał wstępnej analizy numerycznej przepływu w celu ustalenia odległości płaszczyzny kontrolnej od powierzchni płyty otworowej. Do tego typu obliczeń wybrał płytę o stopniu otwarcia 30% (SO-30), płyta ta stawia bowiem największy opór i najbardziej zakłóca przepływ. Wstępnie ustalono, że w badaniach eksperymentalnych pomiar dokonywany będzie w odległości 10 średnic otworu płyty od płyty otworowej. Wyniki obliczeń numerycznych miały pokazać rozkład prędkości (trajektorię przepływu powietrza) i jeśli przepływ będzie ustabilizowany, potwierdzić słuszność założenia. Położenie płaszczyzn pokazano na rysunku 3.5.

Rysunek 3.6 przedstawia trajektorie ruchu powietrza po przepływie przez płytę otworową. Przepływ odbywa się w kierunku osi  $x$ . Widać, iż na wylocie z otworów

formują się strugi gazu, w związku z czym istotne znaczenie ma zagadnienie uformowania się przepływu na tyle ustabilizowanego, aby można było dokonać pomiarów w warunkach ustalonych.



Odległość od płyty 60 mm ( $1 \times$  średnica otworu)    Odległość od płyty 120 mm ( $2 \times$  średnica otworu)



Odległość od płyty 360 mm ( $6 \times$  średnica otworu)    Odległość od płyty 600 mm ( $10 \times$  średnica otworu)

**Rys. 3.7.** Pole prędkości w różnych odległościach od wylotu z płyty otworowej SO-30

Pole prędkości na wylocie z płyty otworowej dla różnych płaszczyzn kontrolnych na podstawie wstępnych obliczeń numerycznych przedstawia rysunek 3.7.

Płaszczyzny kontrolne, dla których wyświetlone zostały wyniki, znajdują się w odległości  $5D$  przed płytą oraz  $1D$ ,  $2D$ ,  $6D$  i  $10D$  za płytą, gdzie  $D$  oznacza średnicę otworu. Obliczenia zostały wykonane dla sita otworowego SO-30 dla średniej prędkości powietrza w tunelu równej 9 m/s.

Na podstawie prezentowanych wyników można wywnioskować, że wystarczająca odległość pomiarowa z uwagi na jednorodność pola prędkości jest równa 10-krotności średnicy otworu płyty. W odniesieniu do modelowanego przepływu widać, że w niewielkich odległościach od płyty z otworami tworzą się oderwania – zalecane byłoby zatem przeprowadzenie obliczeń w warunkach niestacjonarnych. Wymagałoby to jednak znacznego wzrostu kosztów numerycznych w takim stopniu, że zasadniczy postulat o prostej i niewymagającej znacznego nakładu czasu metodzie obliczeniowej byłby niemożliwy do spełnienia. Błąd popełniany w wyniku nieuwzględniania niestacjonarnego charakteru przepływu zmniejsza się wraz z odległością od otworów i jego istnienie jest kompromisem pomiędzy kosztami a dokładnością obliczeń numerycznych. Zbyt wysoki nakład kosztów numerycznych obliczeń niestacjonarnych prowadzi do zastosowania obliczeń numerycznych w warunkach stacjonarnych [1,14,15] – co z kolei wiąże się z nieuniknionym błędem w zakresie odtworzenia profili prędkości w warunkach nieustabilizowanego przepływu tuż za płytą otworową.

Po przeprowadzeniu obliczeń dla płyty SO-30 autor wykonał serię obliczeń testowych dla płyty SO-40, a następnie uzyskane wyniki numeryczne zostały porównane z wynikami eksperymentalnymi, zaczerpniętymi z [13]. W tabeli 3.2 zestawiono wyniki obliczeń dla płyty SO-40, dla której jako warunek brzegowy zadawano różnicę ciśnień pomiędzy wlotem i wylotem do tunelu badawczego.

Przedstawione w tabeli 3.2 wartości prędkości średniej  $w_1$  i  $w_2$ , wyznaczonej w płaszczyznach odpowiednio przed i za płytą, różnią się pomiędzy sobą o mniej niż 0,1 m/s (poza przypadkiem  $\Delta p_{BC} = 700$  Pa). Różnice te wynikają z ustalonego wstępnie poziomu zbieżności residuów równego  $10^{-3}$ , co jest wartością domyślną solwera. Ogranicza to znacząco czas obliczeń. W celu potwierdzenia powyższego stwierdzenia przeprowadzono uzupełniające obliczenia dla przypadku  $\Delta p_{BC} = 700$  Pa, w którym różnice w wartościach prędkości średniej są największe. Poziom zbieżności residuów ustawiono na  $10^{-5}$ . Wyniki symulacji zawarto w ostatnim wierszu w tabeli 3.2, opisanym jako „700\_próba2”. Zwiększenie dokładności rozwiązania o 2 rzędy wielkości zniwelowało różnicę z wartości 0,11 m/s do wartości 0,03 m/s. Przeprowadzono kolejną próbę przy nastawie  $10^{-6}$  i uzyskano wynik 0,0298 m/s. Należy jednak pamiętać, że wzrost dokładności obliczeń odbywa się kosztem zwiększenia czasu obliczeń. W dalszych obliczeniach poziom zbieżności residuów ustawiono na  $10^{-5}$  z uwagi na niewielką różnicę uzyskaną pomiędzy nastawą  $10^{-5}$  i  $10^{-6}$ .



**Tab. 3.2.** Zestawienie warunków brzegowych i wyników obliczeń podczas modelowania zjawiska fizykalnego w tunelu badawczym dla płyty SO-40

$\Delta p_{BC}$ [Pa]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	$w_1$ [m/s]	$w_2$ [m/s]
20	101322,6	101315,0	7,60	1,25	1,26
70	101316,5	101290,1	26,40	2,34	2,34
127	101309,5	101261,9	47,68	3,13	3,14
130	101309,2	101260,4	48,80	3,16	3,18
145	101307,3	101252,9	54,40	3,34	3,36
150	101306,7	101250,4	56,30	3,40	3,41
220	101297,9	101215,4	82,50	4,10	4,12
300	101287,9	101175,2	112,7	4,79	4,82
400	101274,7	101123,7	151,0	5,51	5,57
500	101262,0	101073,1	188,9	6,16	6,22
700	101236,3	100971,9	264,4	7,33	7,44
700_próba2	101238,2	100975,3	262,9	7,39	7,42

Oznaczenia do tabeli 3.2:

$\Delta p_{BC}$  – różnica ciśnień pomiędzy wlotem i wylotem do tunelu badawczego [Pa];

$p_1, p_2$  – średnie ciśnienie statyczne w płaszczyźnie 1 (10 średnic przed płytą) i 2 (10 średnic za płytą) [Pa];

$\Delta p$  – średni spadek ciśnienia na płycie otworowej [Pa];

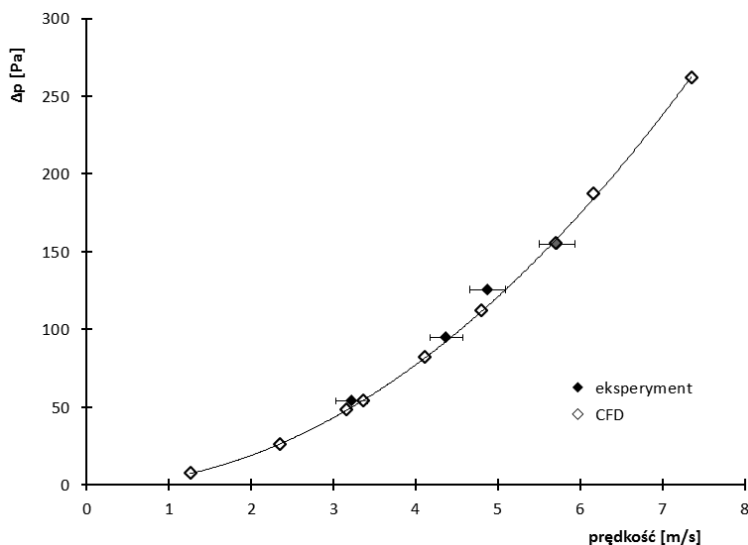
$w_1, w_2$  – średnia prędkość w płaszczyźnie 1 i 2 [m/s].

Walidacji poddane zostały: spadek ciśnienia  $\Delta p$  na płycie oraz rozkład prędkości lokalnych  $w$ , w dwóch płaszczyznach pomiarowych. Płaszczyzny pomiarowe w warunkach eksperymentalnych tworzą macierze punktów pomiarowych. Macierz punktów pomiarowych ma postać  $\mathbf{M}_{m \times n}$ , gdzie  $m$  jest wektorem współrzędnych na osi  $y$ , zaś  $n$  wektorem współrzędnych na osi  $z$  (zgodnie z orientacją układu współrzędnych pokazanym na rys. 3.6). Do porównania zmierzonych wartości prędkości z wartościami uzyskanymi z obliczeń CFD w punktach płaszczyzny pomiarowej zastosowano następujący sposób: wstępnie wyznaczono prędkości na liniach w płaszczyźnie pomiarowej, przy czym położenie linii wyznacza wektor  $n$  (współrzędna  $z$ ). Linię odczytu prędkości tworzy siatka 180 punktów w danej linii. Odczytane wartości prędkości w punktach interpolowano i następnie obliczono prędkości, podstawiając do funkcji interpolującej wartości wektora  $m$  (współrzędna  $y$ ).

W tabeli 3.3 zamieszczono uzyskane wartości średniej prędkości przepływu oraz spadku ciśnienia statycznego z eksperymentu oraz z modelowania CFD. Wyniki badań eksperymentalnych zaczerpnięto z [13].

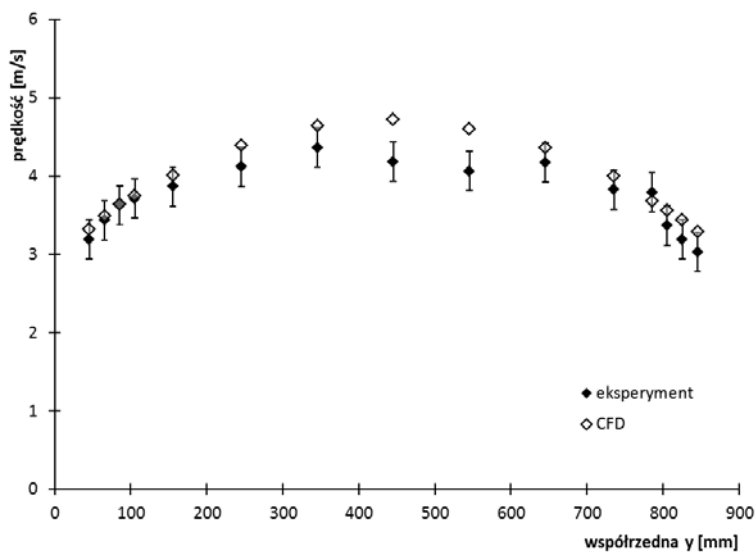
**Tab. 3.3.** Wyniki uzyskane w badaniach fizykalnych i ekwiwalentnych obliczeniach CFD dla płyty otworowej SO-40; napływ w kierunku prostopadłym do płyty [13]

Pomiar	$\Delta p_{\text{exp}}$ [Pa]	$w_{\text{exp}}$ [m/s]	$\Delta p_{\text{CFD}}$ [Pa]	$w_{\text{ICFD}}$ [m/s]
1	$53,93 \pm 1,28$	$3,22 \pm 0,19$	53,89	3,34
2	$125,59 \pm 1,84$	$4,87 \pm 0,22$	126,70	5,12
3	$154,70 \pm 2,74$	$5,72 \pm 0,22$	156,06	5,69
4	$94,72 \pm 0,75$	$4,37 \pm 0,20$	95,26	4,44

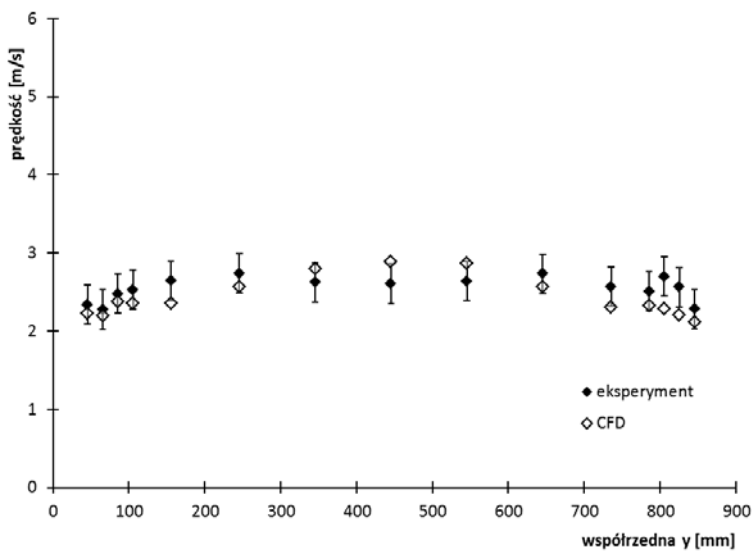
**Rys. 3.8.** Zależność spadku ciśnienia statycznego od prędkości dla płyty otworowej SO-40; napływ w kierunku prostopadłym do płyty, opracowane na podstawie [13]

Na rysunku 3.8 zamieszczono wyniki modelowania CFD oraz badań eksperymentalnych spadku ciśnienia na płycie w funkcji prędkości przepływu powietrza,  $\Delta p = f(w)$ , dla płyty perforowanej SO-40, dla napływu prostopadłego do płyty. Dla punktów eksperymentalnych zamieszczono również błąd maksymalny pomiaru ciśnienia i prędkości średniej. Szczegóły dotyczące wyznaczania niepewności pomiarowych zawiera praca [13].

Na rysunku 3.9 zamieszczono przykładowe profile prędkości dla wybranych rzędów, w których dokonano pomiarów i symulacji, uzyskane z obliczeń CFD oraz badań eksperymentalnych. Uzyskane wyniki pozwoliły stwierdzić, iż zgodność jakościową można uznać za dobrą oraz bardzo dobrą zgodność ilościową w zakresie wartości spadku ciśnienia statycznego dla wartości średnich prędkości.



a) rząd 3



b) rząd 6

Rys. 3.9. Porównanie profili prędkości mierzonych w rzędach 3 i 6 z ekwiwalentnymi profilami otrzymanymi z obliczeń CFD dla pomiaru 1, opracowane na podstawie [13]

Należy jednak wziąć pod uwagę, że modelowany numerycznie jest przepływ, jaki uzyskuje się w warunkach ustalonych, gdzie jest on uśredniany w czasie. Tra-

cona jest wówczas informacja o znacznej części wirowości przepływu. W związku z tym należy oczekiwać gorszej zgodności w zakresie lokalnych rozkładów prędkości pomiędzy wartościami zmierzonymi i obliczonymi. Zatem zasadniczy ciężar weryfikacji przypada na zgodność wartości średnich.

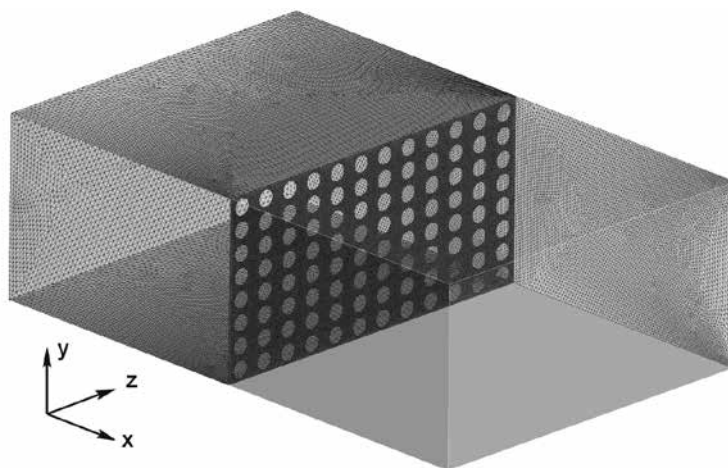
## 3.3. Koncepcja modelowania sit otworowych za pomocą ośrodka porowatego

Po uzyskaniu pozytywnej walidacji eksperymentalnej wyników numerycznych dla panelu SO-40 autor wykonał obliczenia próbne dla panelu z zastępczym materiałem porowatym. Zasadniczym celem modelowania sit otworowych jest opracowanie korelacji na wewnętrzny opór materiału porowatego, który można wprowadzić, jako główny parametr do modelowania pośredniego sit otworowych. Wyznaczenie poszukiwanej zależności oporu przepływu od prędkości na podstawie obliczeń walidowanych eksperymentalnie nie jest możliwe z racji niewielkich rozmiarów płyty względem całego panelu stosowanego w elektrofiltrze. Poza oczywistymi różnicami pomiędzy wymiarami panelu w elektrofiltrze względem pojedynczego sita w tunelu badawczym ograniczeniem jest oddziaływanie ścian tunelu testowego na przepływ powietrza wewnątrz tunelu. W celu eliminacji oddziaływania ścian na przepływ gazu należałoby zbudować model numeryczny kanału o bardzo dużym przekroju, rzędu co najmniej kilkunastu metrów kwadratowych. Zaproponowano jednak zastosowanie modelu przepływu w przestrzeni *półnieskończonej*. Półnieskończone oznacza w tym przypadku, że dwie zewnętrzne ściany kanału modelowanego posiadają warunek brzegowy typu *periodic*. Warunek ten zadano na dwie równoległe płaszczyzny zewnętrzne, górną i dolną (rys. 3.10) oraz odpowiadającym im płaszczyznom w modelach z pozostałymi płytami otworowymi. Warunek brzegowy typu *periodic* stanowi element powtarzalny, dzięki czemu w przepływie nie pojawia się warstwa przyścienna. Warto dodać, że zastosowanie solwera *Fluent* nie pozwala na obliczenia modelu zawierającego tylko obiekty periodyczne. Stąd dla dwóch ścian bocznych przyjęto warunek typu *wall*. Długość kanału przyjęto 1,0 m przed płytą i 1,0 m za płytą. Długości te z nadmiarem przekraczają wymiar 10 średnic otworów. Można zatem oczekiwać, że przepływ przed płytą, jak i za płytą wolny będzie od zaburzeń powstających przy przepływie przez płytę. Dla wszystkich przypadków płyt z otworami okrągłymi autor zastosował niestrukturalne siatki tetrahedralne, natomiast dla płyt z otworami czworosiecznymi siatkę strukturalną heksagonalną.

Do wyznaczenia charakterystyk autor przeprowadził obliczenia numeryczne przepływu przez półnieskończone płyty perforowane dla ośmiu rodzajów płyt i dziesięciu wartości prędkości dla każdej z płyt.

**Tab. 3.4.** Liczba objętości siatki obliczeniowej dla zadanych typ sit otworowych

Typ sita otworowego	Liczba objętości skończonych siatki obliczeniowej
SO-30	2 142 248
SO-35	2 308 996
SO-40	3 075 731
SO-44	2 524 996
SO-50	2 254 133
SO-55	2 053 329
SP-60	1 926 400
SP-70	2 399 400

**Rys. 3.10.** Obraz modelu obliczeniowego z płytą otworową SO-30 z częściową dyskretyzacją

W obliczeniach zastosowano na wlocie warunek prędkościowy (*velocity inlet*). Przepływ odbywał się w kierunku osi  $x$ . Warunek brzegowy po stronie wylotu to *outflow*. Korzystanie z warunku prędkościowego *velocity inlet* wymaga stosowania po stronie wylotowej warunku *outflow*. Zastosowanie warunku *pressure outlet*, jak to było w obliczeniach przedstawionych w podrozdziale 3.2, w parze z warunkiem prędkościowym na wlocie – możliwe jest w przypadku modelowania przepływów ściśliwych.

Wyniki obliczeń numerycznych dla poszczególnych płyt zawiera tabela 3.5, gdzie  $w$  – prędkość;  $p_2$  – podciśnienie na wylocie z kanału;  $\Delta p$  – strata ciśnienia na płycie podzielona przez grubość materiału porowatego zastępującego płytę. Wartość podciśnienia  $p_1$  na wlocie do kanału, wynikająca z prędkości przepływającego

### 3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach

powietrza, jest o co najmniej dwa rzędy wielkości mniejsza w porównaniu do podciśnienia  $p_2$ . Wobec tego w analizie wyników pomija się wartość  $p_1$  (wartość „zero” w tabelach). Uzyskane wyniki przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 3.11 w postaci charakterystyk przepływowych dla zastępczych ośrodków porowatych w postaci zależności gradientu ciśnienia od prędkości wlotowej. Interpolując dane obliczeniowe za pomocą funkcji wykładniczej, otrzymuje się poszukiwane parametry ośrodka porowatego:  $\alpha$  oraz  $C_2$ .

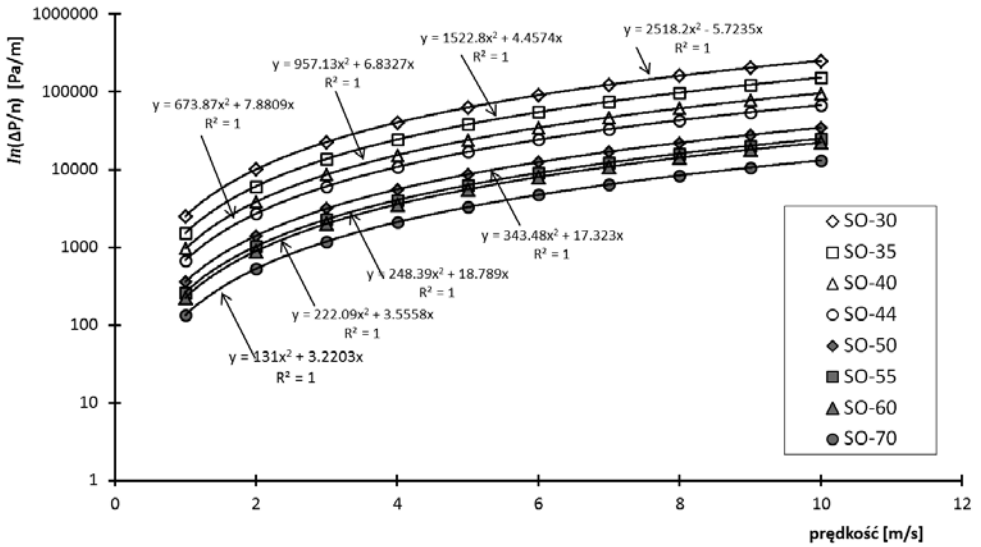
**Tab. 3.5.** Wyniki obliczeń numerycznych płyt otworowych w przestrzeni półnieskończonej; opis w tekście

$w$ [m/s]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa/m]	$w$ [m/s]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa/m]
SO-30				SO-35			
1	0	-10,06	2514,72	1	0	-6,11	1526,99
2	0	-40,25	10062,91	2	0	-24,40	6099,10
3	0	-90,59	22647,75	3	0	-54,87	13717,64
4	0	-161,07	40268,72	4	0	-97,53	24382,04
5	0	-251,70	62926,29	5	0	-152,37	38091,96
6	0	-362,48	90620,29	6	0	-219,39	54847,14
7	0	-493,40	123351,21	7	0	-298,59	74647,85
8	0	-644,47	161118,85	8	0	-389,97	97493,79
9	0	-815,69	203923,43	9	0	-493,54	123385,05
10	0	-1007,06	251765,37	10	0	-609,29	152321,53
SO-40				SO-44			
1	0	-3,85	962,91	1	0	-2,72	680,99
2	0	-15,36	3840,64	2	0	-10,83	2709,44
3	0	-34,53	8633,58	3	0	-24,34	6087,17
4	0	-61,36	15340,99	4	0	-43,25	10812,99
5	0	-95,85	23962,63	5	0	-67,54	16886,43
6	0	-137,99	34498,33	6	0	-97,23	24307,51
7	0	-187,79	46948,00	7	0	-132,30	33075,84
8	0	-245,24	61311,47	8	0	-172,76	43191,53
9	0	-310,35	77588,72	9	0	-218,61	54654,26
10	0	-383,11	95779,59	10	0	-269,85	67464,19

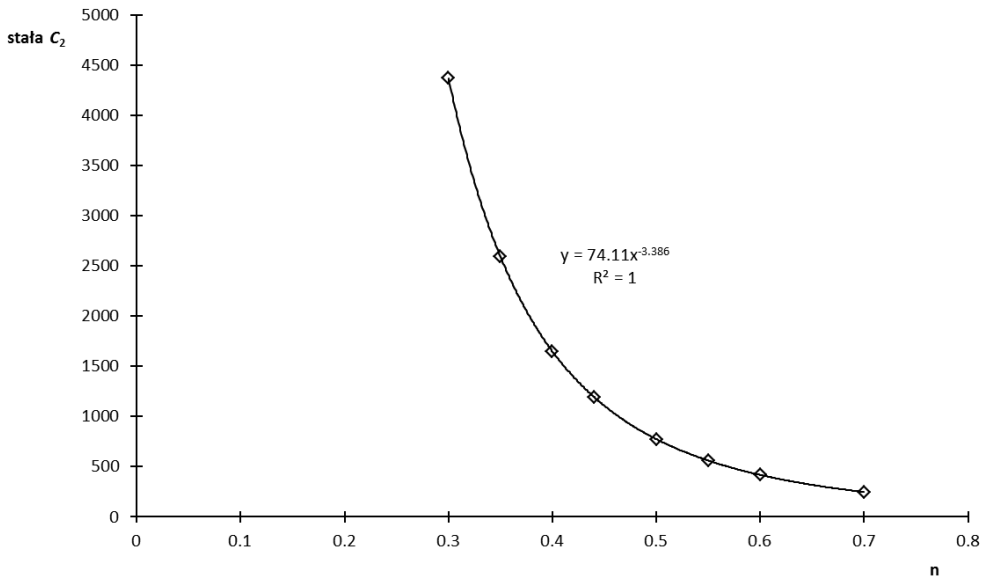
$w$ [m/s]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa/m]	$w$ [m/s]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa/m]
SO-50				SO-55			
1	0	-1,43	357,63	1	0	-1,05	263,05
2	0	-5,61	1404,72	2	0	-4,10	1027,24
3	0	-12,56	3140,46	3	0	-9,15	2289,04
4	0	-22,25	5564,02	4	0	-16,19	4048,50
5	0	-34,69	8674,58	5	0	-25,21	6304,79
6	0	-49,88	12471,57	6	0	-36,22	9057,41
7	0	-67,81	16954,65	7	0	-49,22	12305,79
8	0	-88,49	22123,56	8	0	-64,19	16049,78
9	0	-111,91	27978,07	9	0	-81,15	20289,21
10	0	-138,07	34518,03	10	0	-100,09	25023,80
SP-60				SP-70			
1	0	-0,90	225,11	1	0	-0,53	133,80
2	0	-3,57	894,90	2	0	-2,12	530,08
3	0	-8,03	2009,14	3	0	-4,75	1188,22
4	0	-14,27	3567,67	4	0	-8,43	2108,87
5	0	-22,28	5570,44	5	0	-13,16	3291,22
6	0	-32,06	8017,00	6	0	-18,94	4735,38
7	0	-43,63	10907,82	7	0	-25,76	6441,63
8	0	-56,97	14242,75	8	0	-33,63	8409,84
9	0	-72,08	18021,77	9	0	-42,56	10640,02
10	0	-88,97	22244,61	10	0	-52,52	13131,53

Przy modelowaniu sit otworowych parametr zastępczego ośrodka porowatego  $\alpha$  będący miarą przepuszczalności może być przyjęty na poziomie  $10^{-7}$ , nie będzie on miał też istotnego wpływu na obliczenia. Zastępczy ośrodek porowaty jest tu bowiem zdegenerowany do dwu wymiarów. Natomiast współczynnik oporu wewnętrznego  $C_2$ , który istotnie wpływa na charakter zastępczego ośrodka porowatego, wymaga zbudowania charakterystyki klasy zastępczych materiałów porowatych, gdzie parametrem jest  $C_2$ . Studia numeryczne pokazują, że analizowane sita otworowe można zaklasyfikować do jednej topologicznej klasy, mającej swój odpowiednik w zastępczym materiale porowatym. Daje to duże szanse zgodności modelu zastępczego materiału porowatego z sitami o innej, ale podobnej porowatości i topologii.

### 3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach



Rys. 3.11. Charakterystyki przepływowe dla zastępczych ośrodków porowatych w postaci zależności gradientu ciśnienia od prędkości wlotowej, w których spadek ciśnienia odniesiono do grubości płyty porowatej



Rys. 3.12. Charakterystyka klasy zastępczych materiałów porowatych



Z danych literaturowych [16] wynika, że zależność porowatości  $n$  od  $C_2$  poddana jest linearyzacji za pomocą funkcji typu  $n \sim \sqrt{1 + C_2}$ . Jednak dla zwiększenia dokładności modelu zastosowano funkcję wykładniczą do zbudowania charakterystyki klasy zastępczych materiałów porowatych (rys. 3.12). Wyniki wartości oporu wewnętrznego  $C_2$ , uzyskanego z korelacji pokazanej na rysunku 3.12, zestawiono w tabeli 3.6.

**Tab. 3.6.** Zestawienie parametrów obliczeniowych uzyskanych z korelacji (rys. 3.12)

Moduł z płytą otworową		Moduł z zastępczym materiałem porowatym	
typ płyty	stopień otwarcia	porowatość	opór wewnętrzny $C_2$ [ $m^{-1}$ ]
SO-30	0,30	0,30	4368,6
SO-35	0,35	0,35	2592,2
SO-40	0,40	0,40	1649,3
SO-44	0,44	0,44	1194,4
SO-50	0,50	0,50	774,8
SO-55	0,55	0,55	561,1
SP-60	0,60	0,60	417,9
SP-70	0,70	0,70	248,0

### 3.4. Aplikacja modelu ośrodka porowatego dla sit otworowych

Aplikacji modelu zastąpienia sit otworowych materiałem porowatym dokonano numerycznie, symulując przepływ powietrza w przestrzeni półograniczonej oraz w kanale o powiększonej geometrii z uwzględnieniem mocowań konstrukcyjnych. Modelowanie weryfikacyjne w przestrzeni półograniczonej wykonano dla przypadku zastosowania materiału porowatego zastępującego płytę SO-40. Wyznaczono charakterystykę  $\Delta p = f(w)$ .

W tabeli 3.7 przedstawiono porównanie wyników obliczeń numerycznych spadku ciśnienia statycznego na wzorcowej płycie SO-40 oraz zastępczym materiale porowatym. Spadek ciśnienia odniesiono do grubości płyty porowatej. Opór wewnętrzny płyty porowatej ustalono z wstępnie uzyskanej korelacji, której postać jest przedstawiona na rysunku 3.12.

### 3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach

**Tab. 3.7.** Spadek ciśnienia statycznego odniesiony do grubości płyty w funkcji prędkości przepływu powietrza przez sito otworowe i zastępczy materiał porowaty

SO-40		materiał porowaty	
prędkość [m/s]	$\Delta p/n$ [Pa/m]	prędkość [m/s]	$\Delta p/n$ [Pa/m]
1	962,91	1	902,97
2	3840,64	2	3329,44
3	8633,58	3	7278,05
4	15341,00	4	12747,96
5	23962,64	5	19739,40
6	34498,33	6	28251,10
7	46948,00	7	38282,94
8	61311,48	8	49834,86

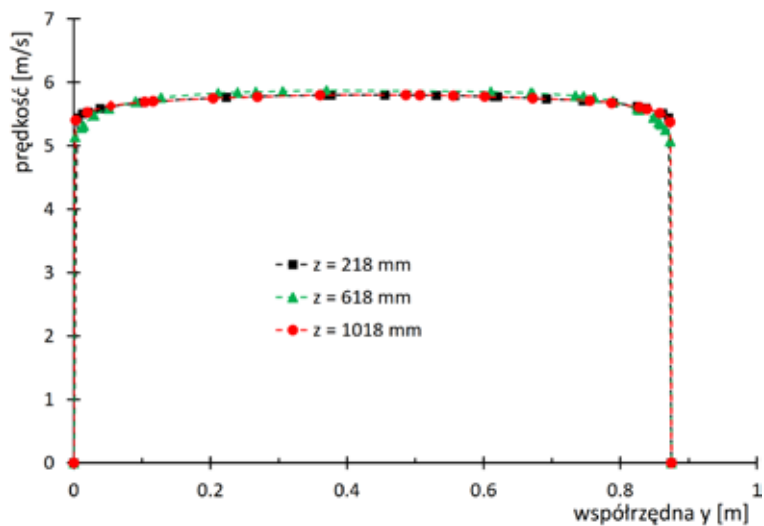
Istotnym zagadnieniem jest również profil prędkości w kanale. Elementy konstrukcyjne oraz zamknięta przestrzeń pomiędzy otworami zaburzają profil prędkości po przepływie przez płyty. Materiał porowaty, modelowany jako obiekt izotropowy, nie zniekształca pola prędkości przepływającego płynu. W celach testowych potwierdzających tę hipotezę autor przeprowadził symulację numeryczną, w której porównane zostały profile prędkości przed i za płytą otworową oraz płytą wykonaną w całości z materiału porowatego.

Wyniki studiów numerycznych tego prostego przypadku pokazane są na rysunku 3.13, zaś wartości średnie zamieszczono w tabeli 3.8.

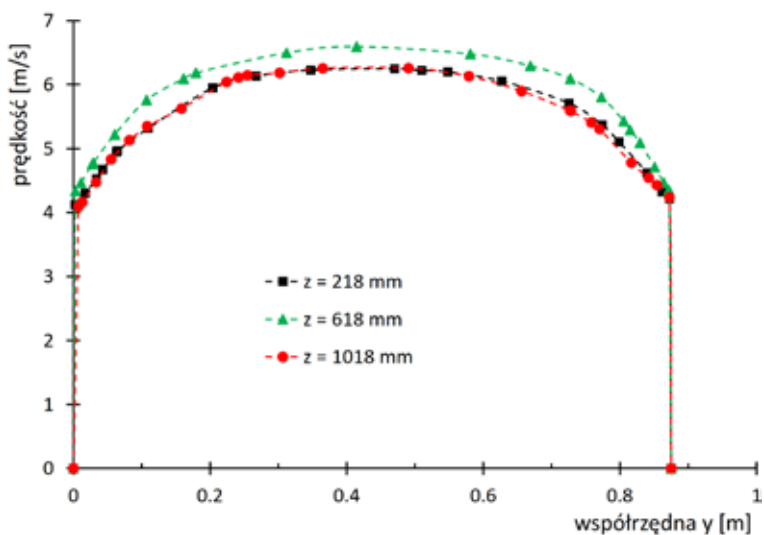
**Tab. 3.8.** Średnie parametry uzyskane w symulacji z wzorcową płytą otworową SO-40 i materiałem porowatym

Materiał	Prędkość średnia [m/s]		Ciśnienie statyczne średnie [Pa]		
	przed płytą, $w_1$	za płytą, $w_2$	przed płytą, $p_1$	za płytą, $p_2$	$\Delta p = p_1 - p_2$
Płyta otworowa	5,7	5,7	101303,6	101124,8	178,8
Mat. porowaty	5,5	5,5	101304,6	101126,3	178,3

Kanał z sitem otworowym SO-40



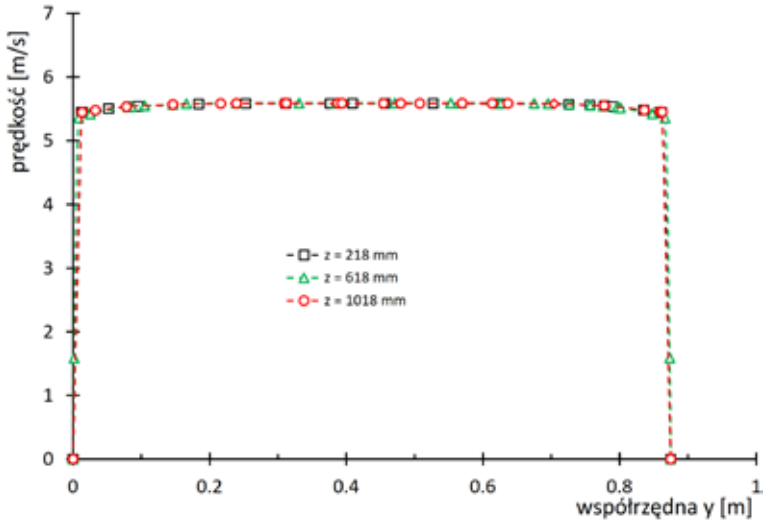
prędkość przed płytą otworową



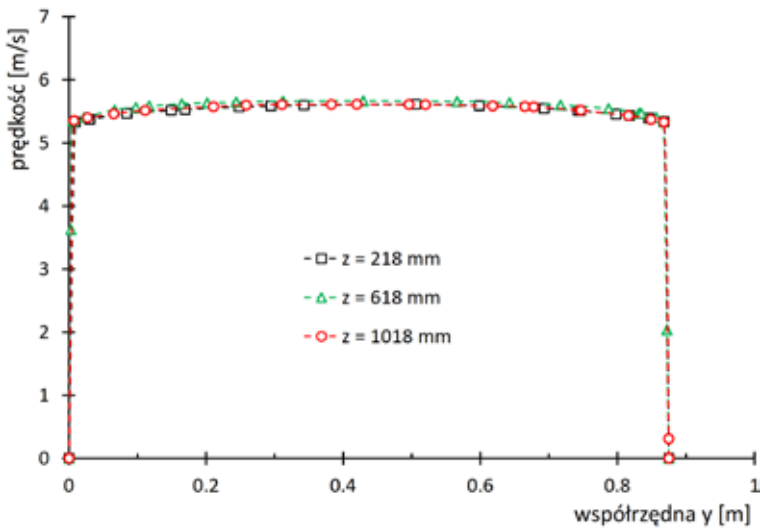
prędkość za płytą

Rys. 3.13a). Profile prędkości uzyskane ze wstępnych symulacji dla sita otworowego wzorcowego SO-40

Kanał z materiałem porowatym



prędkość przed materiałem porowatym



prędkość za materiałem porowatym

Rys. 3.13b). Profile prędkości uzyskane ze wstępnych symulacji dla materiału porowatego

O ile wartości średnie spadku ciśnienia, jak i prędkości, zarówno dla materiału porowatego oraz sita otworowego, nie różnią się w sposób znaczący, o tyle profil prędkości za płytą jest zupełnie odmienny od profilu za materiałem porowatym.

Profile prędkości w 10% ( $z = 218$  mm), 50% ( $z = 618$  mm) i 90% ( $z = 1018$  mm) wysokości kanału w sposób graficzny pokazano na rysunku 3.13. Widać wyraźnie, że przy przepływie przez płytę porowatą uzyskuje się przepływ tłokowy, gdzie prędkość lokalna jest bardzo zbliżona do prędkości średniej. W przepływie przez płytę otworową uzyskuje się obraz typowego przepływu w kanale. Wynika to z obecności elementów konstrukcyjnych umieszczonych pomiędzy płytami. Odległość pomiędzy otworami dwóch sąsiadujących płyt jest przez to zdecydowanie większa od odległości pomiędzy otworami w środkowej części panelu. Dodatkowo odległości te są inne w zależności od stopnia otwarcia zastosowanych płyt. Konieczne było zatem uwzględnienie tego faktu w modelowaniu numerycznym. Wobec tego autor podjął prace numeryczne pozwalające uzyskać podobny profil dla obu przypadków. Przeprowadzono szereg symulacji z zastosowaniem materiału o zmiennej porowatości. Porowatość płyty była najmniejsza przy krawędzi i zwiększała się ku środkowi płyty [13]. Głównym założeniem jednak było opracowanie prostej, uniwersalnej metodologii zastępowania płyt otworowych materiałem porowatym – bez względu na stopień otwarcia. Nakład pracy i czasu niezbędnego do poprawnego ustalenia wymaganych współczynników porowatości sprzeczny jest z założeniem prostoty i uniwersalności metody.

Zaproponowano zatem rozwiązanie, w którym zwiększa się wymiary konstrukcyjne stanowiące dodatkowy opór dla przepływającego gazu. Wymiar  $s$ , o jaki należy zwiększyć elementy konstrukcyjne, ustalono na podstawie analiz konstrukcji płyt otworowych i studiów numerycznych, których autor był współwykonawcą. Szczegóły dotyczące procedury wyznaczania parametru  $s$  stanowią tajemnicę firmy zlecającej opracowanie metody [13].

### 3.5. Aplikacja modelu ośrodka porowatego dla panelu sit otworowych

W założeniach modelowania sit otworowych najkorzystniejsze z punktu widzenia mocy obliczeniowej bez wątplenia jest użycie modelu *porous jump*, co też zostało sprawdzone. Opis modeli materiałów porowatych można znaleźć w dokumentacji programu [17]. Geometrię modelu obliczeniowego zawierającego cztery sita otworowe SO-40 pokazano na rysunku 3.14. Dla wybranego panelu z materiałem porowatym przeprowadzono symulacje, korzystając z modelu *porous jump* oraz z modelu *porous zone*, dla dwóch prędkości średnich przepływu powietrza. Uzyskany z obu modeli spadek ciśnienia  $\Delta p$  porównano ze spadkiem ciśnienia uzyskanym na płycie otworowej. Zestawienie wyników zawiera tabela 3.9.

### 3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach

**Tab. 3.9.** Porównanie wyników obliczeń uzyskanych z modeli *porous zone* i *porus jump* w odniesieniu do sit otworowych

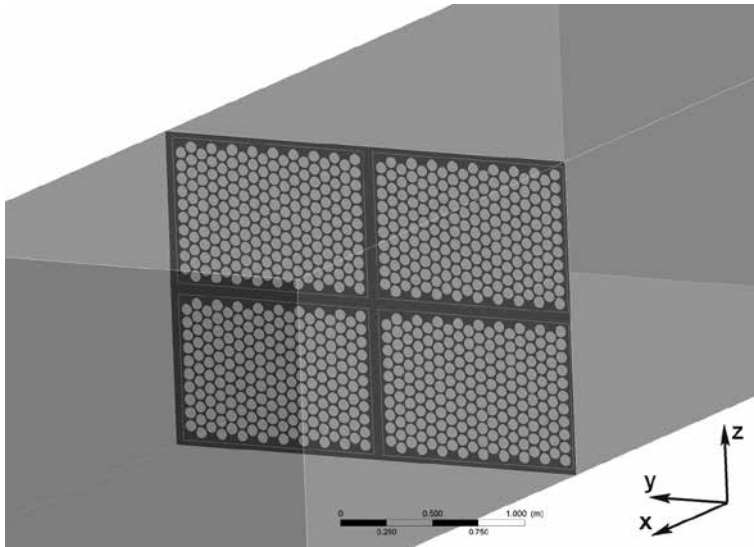
Panel z sitami otworowymi SO40								
$w_{sr}$ [m/s]	$p_1$ [Pa]			$p_2$ [Pa]			$\Delta p$ [Pa]	
5	-0,59			-148,26			147,67	
10	-1,83			-592,55			590,72	
$w_{sr}$ [m/s]	Materiał porowaty – model <i>porous zone</i>				Materiał porowaty – model <i>porus jump</i>			
	$C_2$ [1/m]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	$C_2$ [1/m]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]
5	1650	-0,58	-145,33	144,75	1650	-0,59	-182,40	181,81
10	1650	-1,82	-575,30	573,48	1650	-1,84	-729,08	727,24

Studia literaturowe [3,18–21] wskazują na stosowanie modelu *porous zone*. We wszystkich poza jedną pracą użyto modelu *porous zone*, a użycie modelu *porous jump* spotyka się z powszechną krytyką. Opracowanie prostej metody obliczeniowej związane jest ze zminimalizowaniem mocy obliczeniowej. Dlatego do zamodelowania sit otworowych zastosowany został zdegenerowany model *porous zone*. Uproszczenie modelu polega na zastosowaniu choćby tylko jednej komórki obliczeniowej w kierunku grubości płyty. Wyniki uzyskane tą metodą odpowiadają pomiarom, a wzrost całkowitej liczby komórek obliczeniowych w danym przypadku w stosunku do wcześniejszych obliczeń z modelem *porous jump* jest śladowy: ilość komórek dla *porous zone* = 2 × ilość komórek dla *porous jump*.

Weryfikacji zaproponowanego rozwiązania autor dokonał dla paneli z płytami otworowymi SO-40, SO-50 i SO-55 oraz odpowiadającym im zastępczym materiałem porowatym z wyznaczonymi stałymi [13]. Dla modelu sit otworowych zastosowano konwersję siatki tetrahedralnej do polihedralnej, przez co liczba elementów siatki została zmniejszona około dwukrotnie. Dla materiału porowatego zastosowano siatkę strukturalną z elementami prostopadłościennymi. W tabeli 3.10 zestawione zostały informacje dotyczące gęstości siatek obliczeniowych.

**Tab. 3.10.** Aplikacja modelu w symulacjach uwzględniających mocowanie konstrukcyjne. Objętość siatek obliczeniowych

Sita otworowe		Materiał porowaty	
Typ sita otworowego	Liczba komórek siatki obliczeniowej	Liczba komórek siatki obliczeniowej	Współczynnik oporu wewnętrznego [1/m]
SO-40	1 789 434	1 438 303	1650
SO-50	2 790 798		775
SO-55	2 410 857		530
SP-60	1 141 612		418

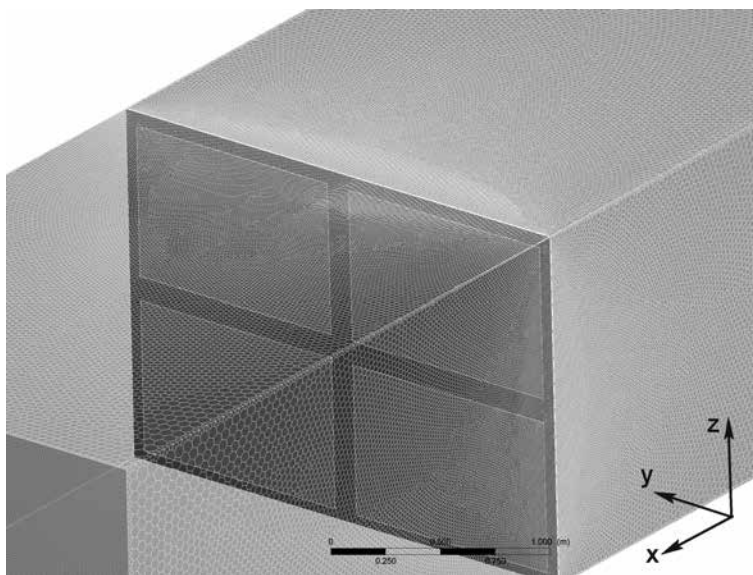


**Rys. 3.14.** Widok na fragment geometrii przestrzennej modelowanego tunelu z panelem płyt otworowych SO-50

Na rysunku 3.15 pokazano zbliżenie na siatkę dyskretyzacyjną po konwersji z elementów tetraheralnych do poliheralnych – komórki obliczeniowe wyświetlono jedynie na wybranych ścianach dla zachowania przejrzystości rysunku. Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 3.11. Profile prędkości zostały porównane na 21 rzędach. Każdy rząd umieszczony był na równej wysokości (współrzędna  $z$  na rys. 3.14 i 3.15). Reprezentatywne porównanie profili prędkości za płytą, uzyskane z obliczeń CFD, dla wybranych rzędów przedstawiono na rysunkach 3.16–3.18.

W tabeli 3.11 błąd względny  $\delta_r$  zdefiniowano jako:

$$\delta_r = \left| \frac{\Delta p_{\text{porus}} - \Delta p_{\text{sito otworowe}}}{\Delta p_{\text{porus}}} \right| \cdot 100\% . \quad (3.2)$$

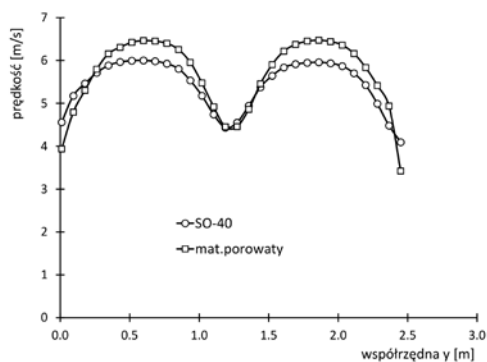


**Rys. 3.15.** Widok na fragment dyskretyzowanej geometrii przestrzennej modelowanego tunelu z panelem materiału porowatego

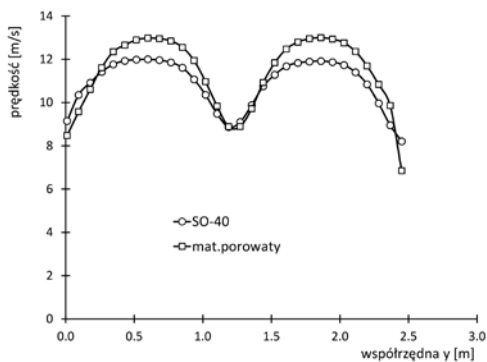
**Tab. 3.11.** Aplikacja modelu w symulacjach uwzględniających mocowanie konstrukcyjne. Wyniki obliczeń – wartości średnie

$w_{sr}$ [m/s]	Sito otworowe			Materiał porowaty				$\delta_r$
	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	$C_2$ [1/m]	$p_1$ [Pa]	$p_2$ [Pa]	$\Delta p$ [Pa]	[%]
	Płyta SO-40							
5	-0,59	-148,26	147,67	1650	-0,58	-145,33	144,75	2,02
10	-1,83	-592,55	590,72	1650	-1,82	-575,30	573,48	3,01
	Płyta SO-50							
5	-0,59	-77,29	76,70	775	-0,58	-76,71	76,13	0,74
10	-1,84	-308,67	306,82	775	-1,82	-300,31	298,48	2,79
	Płyta SO-55							
5	-0,63	-58,44	57,81	530	-0,58	-57,49	56,91	1,58
10	-1,96	-233,18	231,22	530	-1,82	-223,29	221,47	4,40
	Płyta SP-60							
5	-0,56	-47,15	46,59	418	-0,58	-48,71	48,13	3,2
10	-1,77	-187,94	186,17	418	-1,82	-188,05	186,23	0,3

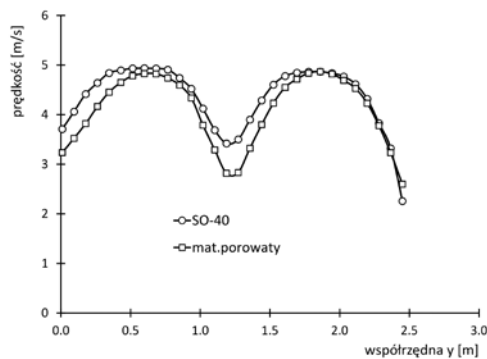




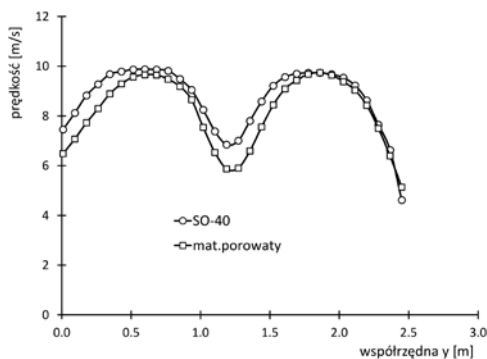
prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 1



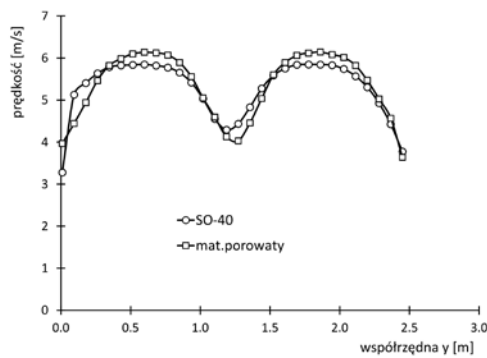
prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 1



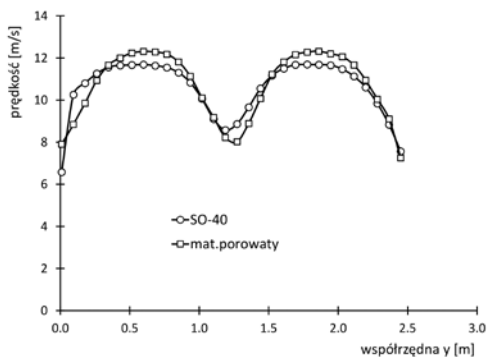
prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 10



prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 10



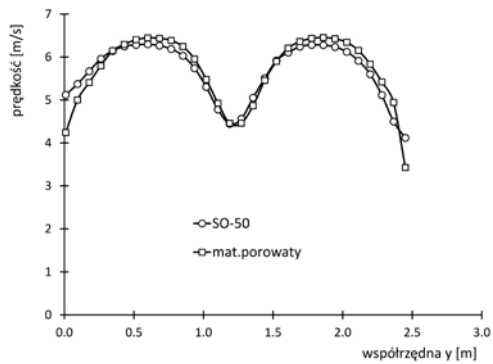
prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 18



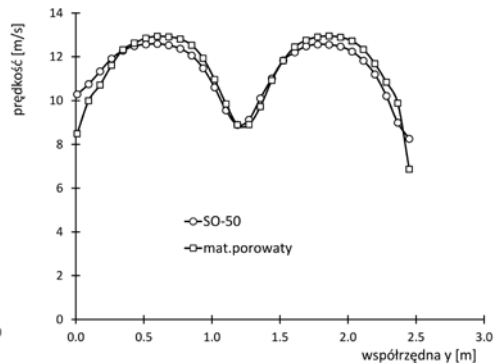
prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 18

Rys. 3.16. Porównanie średniej wartości prędkości dla płyty otworowej SO-40 i ekwiwalentnej płyty z materiałem porowatym

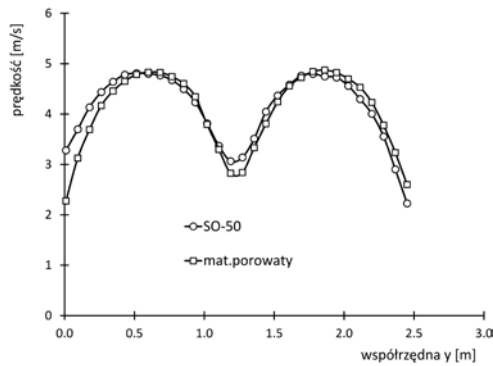
### 3. Modelowanie numeryczne sit otworowych stosowanych w elektrofiltrach



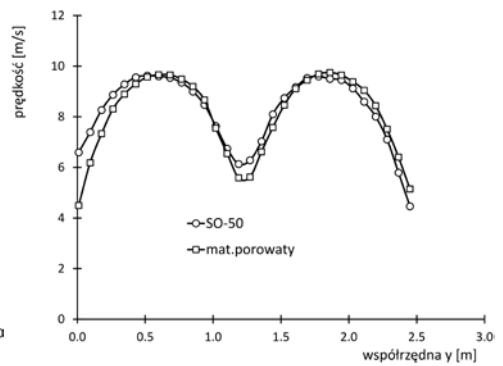
średnia prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 1



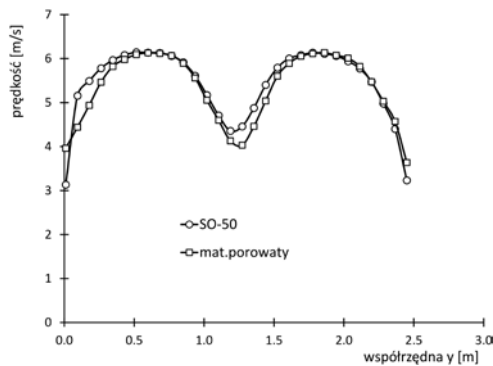
średnia prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 1



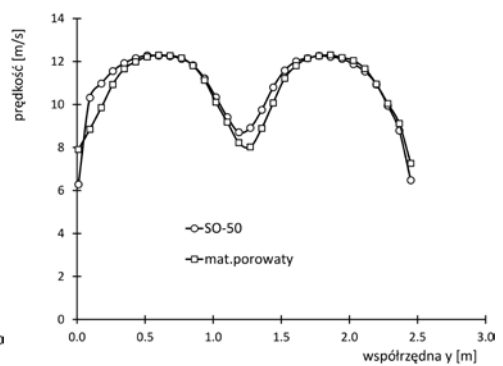
średnia prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 10



średnia prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 10

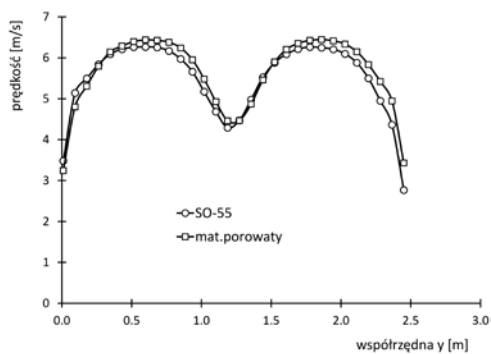


średnia prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 18

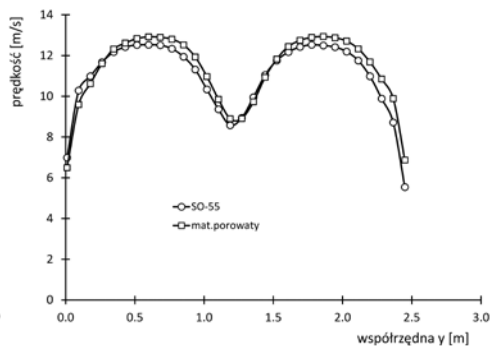


średnia prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 18

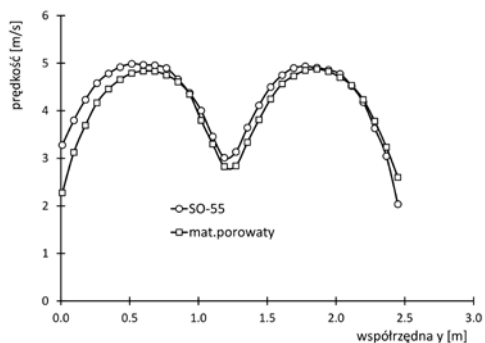
**Rys. 3.17.** Porównanie wartości prędkości dla płyty otworowej SO-50 i ekwiwalentnej płyty z materiałem porowatym



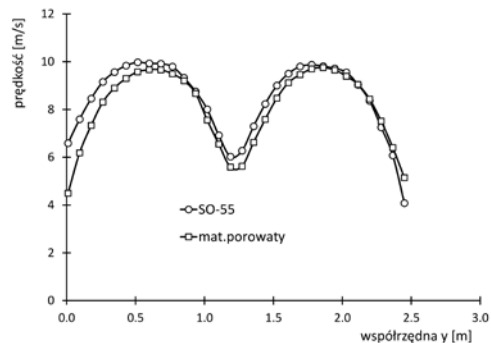
średnia prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 1



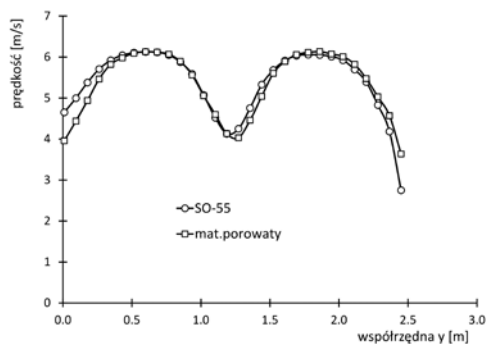
średnia prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 1



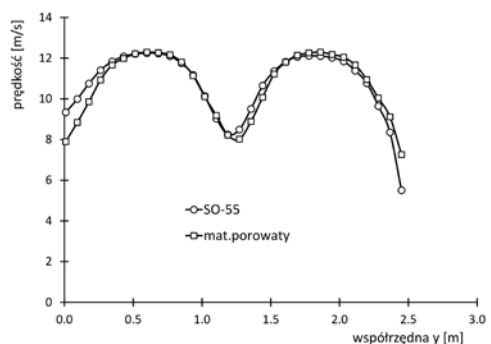
średnia prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 10



średnia prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 10



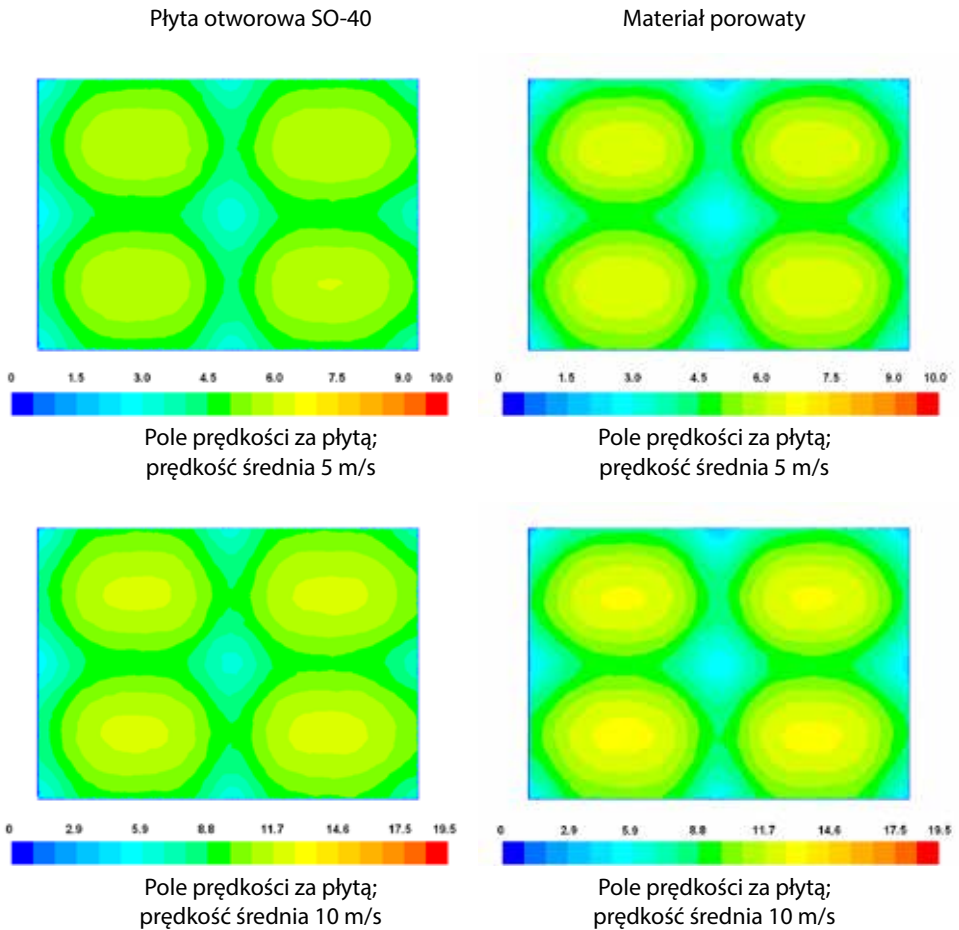
średnia prędkość na wlocie 5 m/s, rząd 18



średnia prędkość na wlocie 10 m/s, rząd 18

Rys. 3.18. Porównanie wartości prędkości dla płyty otworowej SO-55 i ekwiwalentnej płyty z materiałem porowatym

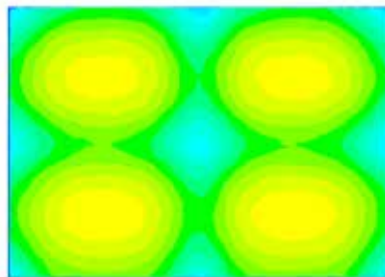
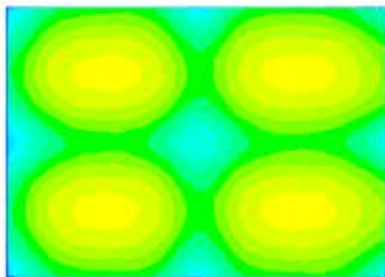
Poniżej, na rysunkach 3.19–3.21, zaprezentowano wyniki pól prędkości uzyskanych z symulacji numerycznej dla płyt otworowych i zastępczego materiału porowatego dla prędkości 5 m/s i 10 m/s. W symulacji zastosowano prostokątny profil prędkości na wlocie do kanału.



Rys. 3.19. Pole prędkości dla kanału z płytą otworową SO-40 i materiałem porowatym

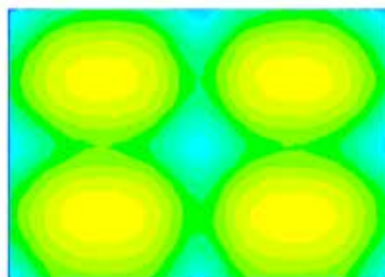
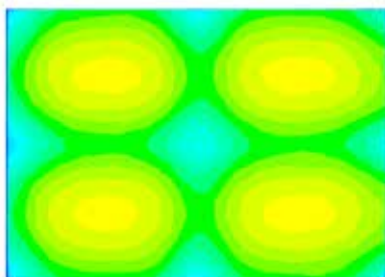
Płyta otworowa SO-50

Materiał porowaty



Pole prędkości za płytą;  
prędkość średnia 5 m/s

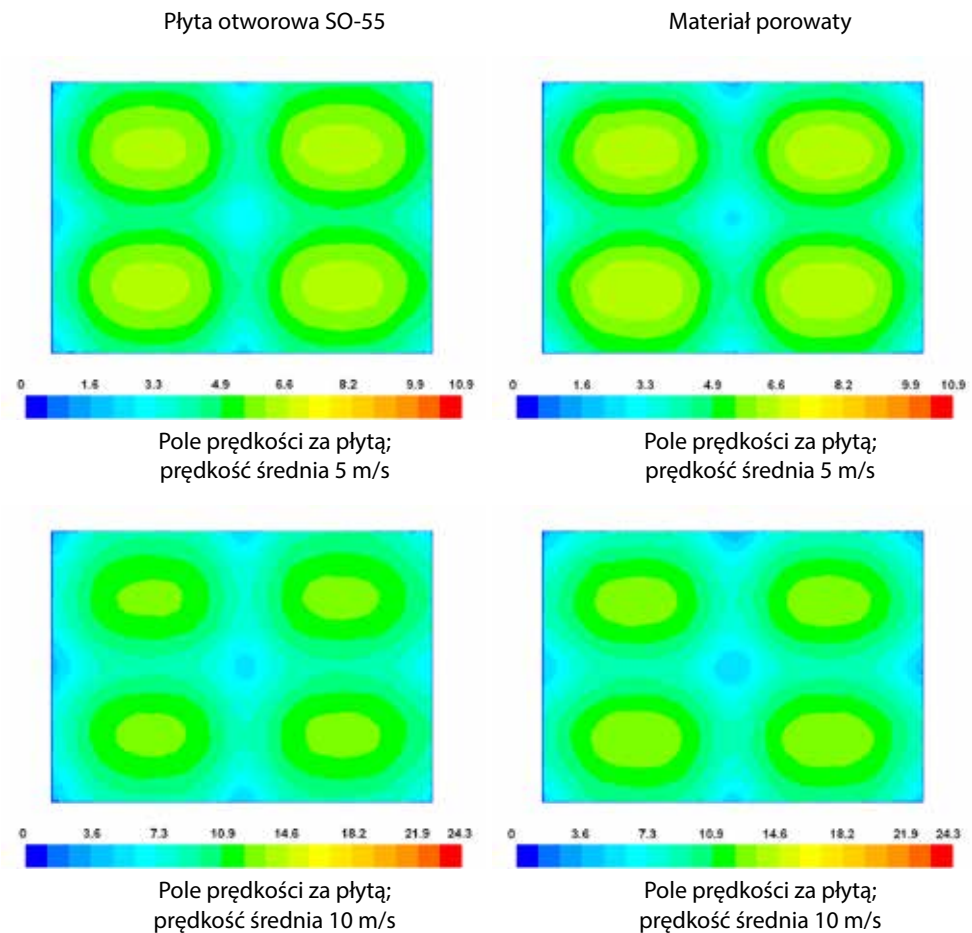
Pole prędkości za płytą;  
prędkość średnia 5 m/s



Pole prędkości za płytą;  
prędkość średnia 10 m/s

Pole prędkości za płytą;  
prędkość średnia 10 m/s

Rys. 3.20. Pole prędkości dla kanału z płytą otworową SO-50 i materiałem porowatym



Rys. 3.21. Pole prędkości dla kanału z płytą otworową SO-55 i materiałem porowatym

Analiza wyników uzyskanych z symulacji wskazuje na dobrą zgodność pomiędzy płytą otworową oraz zastępczym materiałem porowatym, zarówno w zakresie ilościowym, jak i jakościowym. Rozbieżność wyników reprezentowana przez parametr  $\delta_r$  nie przekracza 5%, zaś pole prędkości uzyskane za materiałem porowatym dla wszystkich analizowanych przypadków odpowiada polu prędkości uzyskanemu z przepływu powietrza przez sita otworowe o różnym stopniu otwarcia.

## Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono wyniki pośredniego modelowania numerycznego przepływu powietrza przez kanał z panelem sit otworowych o różnym stopniu otwarcia. W modelowaniu panel sit otworowych zastąpiony został panelem z materiału porowatego. Zastosowanie materiałów porowatych w obliczeniach eliminuje elementy okrągłe, jakimi są otwory w wybranych płytach. Zabieg ten skraca czas przygotowania modelu geometrycznego i dyskretyzacji modelu oraz znacząco redukuje liczbę komórek obliczeniowych. Ponadto eliminacja elementów o skomplikowanej geometrii ułatwia budowanie siatek strukturalnych o elementach prostopadłościennych, co czyni zadanie obliczeniowe mniej kosztowne numerycznie.

Wykonane zostały obliczenia testowe tunelu badawczego. Mapy barwne pola przepływu analizowane w różnych odległościach od płyt otworowych pozwoliły na ustalenie odległości czujników pomiarowych. Zbudowana została charakterystyka oporów przepływu sita otworowego w funkcji prędkości przepływu. Wyniki eksperymentalnie zweryfikowano. Wyznaczona została rodzina charakterystyk dla płyt o różnym stopniu otwarcia. W oparciu o systematyczne obliczenia numeryczne zaproponowana została korelacja na współczynnik oporu wewnętrznego materiału porowatego w funkcji stopnia otwarcia. Uwzględniono efekt wpływu elementów mocujących płyty oraz warstwę brzegową płyty, w której nie występują otwory. Bazując na proponowanej korelacji, przeprowadzono szereg symulacji numerycznych przepływu powietrza przez panele zastępcze wykonane z materiału porowatego. Porównane zostały profile prędkości, jakie uzyskuje się przy przepływie przez panel sit otworowych i panel z zastępczego materiału porowatego. Rozbieżności między wynikami nie przekraczały 5%. Mapy barwne pola przepływu również wykazały dużą zgodność pomiędzy profilami, jakie uzyskuje się dla sit otworowych i materiału porowatego.

Zaproponowana korelacja, zbudowana dla zespołu paneli o różnym stopniu otwarcia, może być zastosowana do modelowania dowolnego panelu bez konieczności modyfikacji geometrii sit otworowych. Wyniki opracowanej metody wraz z wynikami i walidacją eksperymentalną zostały zaprezentowane w pracach [13,22]. Zdaniem autora prezentowana metoda ma dużą wartość aplikacyjną także w aspekcie zastąpienia materiałem porowatym sit otworowych stosowanych w różnych gałęziach przemysłu. Może być również przeniesiona na inne zagadnienia ciepłno-przepływowe, co pokazano w podrozdziale 2.3.

## Literatura

1. Haque, S.M.E., Rasul, M.G., Deev, A., Khan, M.M., Zhou, J., *The influence of flow distribution on the performance improvement of electrostatic precipitator*. ICESP Australia, 2006, Paper No. 2A1.
2. Śliwiński, Ł., Kurz, M., *Odpylanie w instalacjach kompleksowego oczyszczania spalin i gazów odlotowych w świetle wymagań wynikających z BAT – elektrofiltr, filtr workowy czy odpylacz hybrydowy*, II Konferencja „Nowoczesne Instalacje Ochrony Środowiska dla Energetyki i Przemysłu”, 12–13.XI.2017, Białystok.
3. Swaminathan, M.R. Mahalakshmi, N.V. (2010), Numerical modelling of flow through perforated plates applied to electrostatic precipitator. *J. Applied Sci.* 10, 2426–2432.
4. Dumont, B.J., Mudry, R.G., *Computational Fluid Dynamic Modeling of Electrostatic Precipitators*, Electric Power 2003. Conference.
5. Gan, G.H., Riffat, S.B. (1997), Pressure loss characteristics of orifice and perforated plates, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 14, 160–165.
6. Noui-Mehidi, M.N., Wu, J., Sutalo, I.D., Grainger, C. (2005), Velocity distribution downstream of an asymmetric wide-angle diffuser, *Exp. Therm. Fluid Sci.* 29, 649–657.
7. Sahin, B. (1989), Pressure losses in an isolated perforated plate and jets emerging from the perforated plate, *Int. J. Mech. Sci.* 31, 51–61.
8. Sahin, B., Ward-Smith, A.J. (1993), The pressure distribution in and flow characteristics of wide-angle diffusers using perforated plates for flow control with application to electrostatic precipitators, *Int. J. Mech. Sci.* 35, 117–127.
9. Seltsam, M.M. (1995), Experimental and theoretical study of wide-angle diffuser flow with screens, *AIAA J.* 33, 2092–2100.
10. Schwab, M. J., Johnson, R. W., *Numerical design method for improving gas distribution within electrostatic precipitators*, Proceedings of the American Power Conference, 56, 882–888, 1994.
11. Varonos, A. A., Anagnostopoulos, J. S., Bergeles, G. C. (2002), Prediction of the cleaning efficiency of an electrostatic precipitator, *Journal of Electrostatics* 55, 111–133.
12. Shah, M.E. Haque, Rasul, M.G., Khan, M.M.K., Deev, A.V., Subaschandar, N. (2007), Numerical modelling for optimizing flow distribution inside an electrostatic precipitator, *International Journal of Mathematics and Computers in Simulation* 1 (3), 255–261.
13. Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Karwacki, J., Lackowski, M., Ochrymiuk, T., Przybyliński, T., Trela, M., *Opracowanie pośredniej metody numerycznego modelowania sit otworowych – Raport końcowy dla Umowy O/LP/0027/1035*.



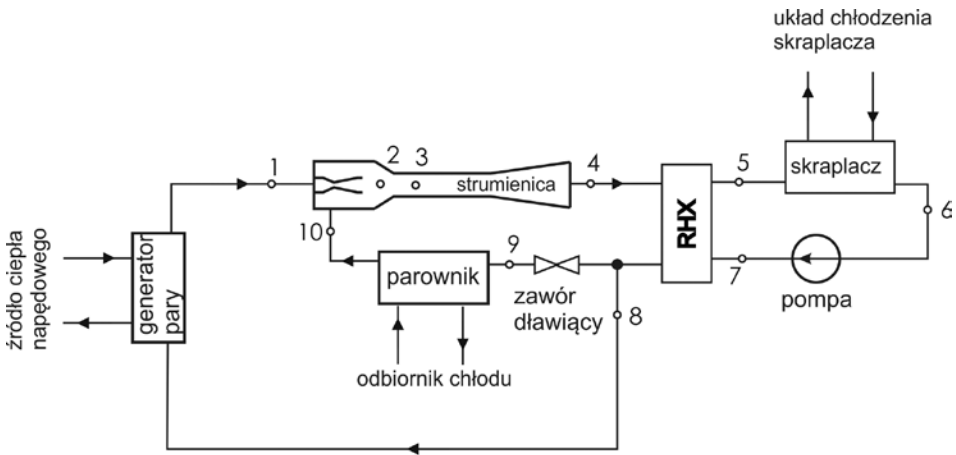
14. Shah, M.E. Haque, Rasul, M.G., Deev, A.V., Khan, M.M.K., Subaschandar, N. (2009), Flow simulation in an electrostatic precipitator of a thermal Power plant, *Applied Thermal Engineering* 29, 2037–2042.
15. Sarna, M., Ryguła, Cz., *Komputerowa analiza przepływu spalin w kanałach doprowadzających na przykładzie elektrofiltru ECII Łódź*, VI Konferencja Naukowo-Techniczna ELEKTROFILTRY 2002, 189–194.
16. Idelchik, I.E., *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd ed., CRC Press Inc., 1994.
17. ANSYS Fluent User Guide, Release 14.0, Canonsburg, PA, USA, 2011.
18. Shah, M.E. Haque, Rasul, M.G., Deev, A.V., Khan, M.M.K., Subaschandar, N. (2009), Influence of the inlet velocity profiles on the prediction of velocity distribution inside an electrostatic precipitator, *Experimental Thermal and Fluid Science* 33 (2), 322–328.
19. Shah, M.E. Haque, Rasul, M.G., Khan, M.M.K. (2008), *Modelling and simulation of particle trajectory inside an electrostatic precipitator*, Proceedings of the 4th BSME-ASME International Conference on Thermal Engineering, Bangladesh Society of Mechanical Engineers, 648–657.
20. Hou, Q.F., Guo, B.Y., Li, L.F., Yu, A.B., *Numerical Simulation of Gas Flow in an Electrostatic Precipitator*, Seventh International Conference On CFD in the Minerals and Process Industries CSIRO, Melbourne, Australia, 9–11 December 2009.
21. Favalli, R., Robalinho, E., Maia, J., Greco, R., Daher, J., *Electrostatic precipitators (ESPs) simulated with Fluent*, 2008 ESSS South American ANSYS Users Conference.
22. Butrymowicz, D., Śliwiński, Ł., Śmierciew, K., Karwacki, J., Ochrymiuk, T., Lackowski, M., Przybyliński, T., Antes, T. (2014), *Pośrednia metoda numerycznego modelowania sit otworowych w elektrofiltrach*, Międzynarodowa XII Konferencja Kociołowa ICBT 2014, 21–24.X.2014, Szczyrk, s. 111–123.

## 4. Analiza pracy regeneracyjnych wymienników ciepła w aspekcie poprawy efektywności strumienicowych urządzeń chłodniczych

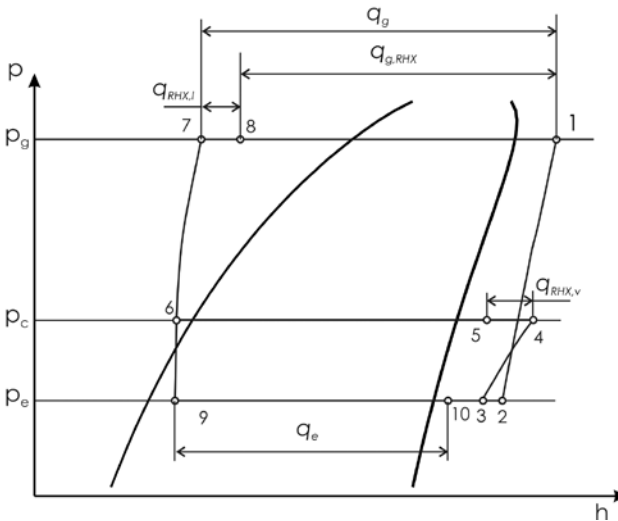
### 4.1. Istota zastosowania wymienników regeneracyjnych w strumienicowych urządzeniach chłodniczych

Zagadnienia związane z poprawą efektywności energetycznej układów chłodniczych oraz pomp ciepła poprzez zastosowanie regeneracyjnej wymiany ciepła należą do zagadnień standardowych i dobrze rozpoznanych. Odzysk ciepła w układach wentylacyjnych również staje się standardem, a w świetle nowych przepisów obowiązkiem [1]. Jednakże w ostatnich latach, z uwagi na zaostrzone regulacje prawne w zakresie stosowalności czynników chłodniczych, tzw. *ustawy f-gazowej* [2], coraz większym zainteresowaniem cieszą się układy chłodnicze strumienicowe. Dla tego typu urządzeń możliwości związane z poprawą ich efektywności energetycznej (*COP*) są jak dotąd bardzo ograniczone. Jedną z najbardziej racjonalnych metod poprawy *COP* jest zastosowanie wewnętrznej wymiany ciepła. Racjonalność tego rozwiązania wynika między innymi z wykorzystania ciepła przegrzania pary wypływającej ze strumienicy. Przegrzanie pary opuszczającej strumienicę może być traktowane jako ciepło odpadowe, ponieważ wraz z ciepłem skraplania oddane jest do otoczenia lub innego ośrodka chłodzącego skraplacz. Ponadto koszt instalacji w układzie dodatkowego wymiennika jest niewielki zarówno z ekonomicznego, jak i montażowego punktu widzenia. Wykorzystanie ciepła przegrzania pary wiąże się ze zmniejszeniem obciążenia cieplnego skraplacza, a tym samym z ograniczeniem zapotrzebowania na ilość medium chłodzącego skraplacz.

Obieg chłodniczy strumienicowy z zainstalowanym wymiennikiem regeneracyjnym schematycznie przedstawiono na rysunku 4.1. Wymiennik regeneracyjny (*RHX*) umieszczony jest na linii parowej pomiędzy strumienicą a skraplaczem. Obieg urządzenia w układzie *p-h* pokazano na rysunku 4.2.



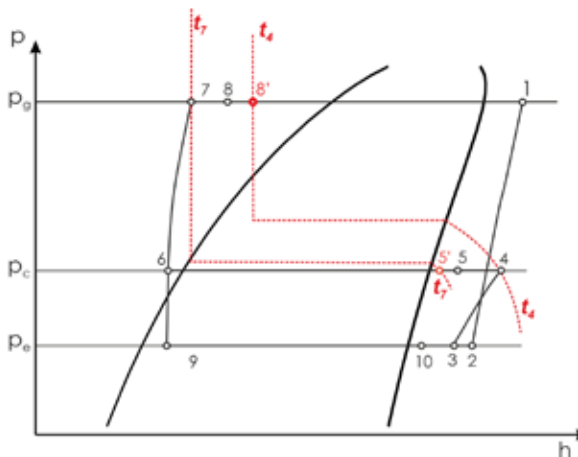
Rys. 4.1. Schemat obiegu strumienicowego urządzenia chłodniczego z wewnętrzną wymianą ciepła w wymienniku *RHX*



Rys. 4.2. Obieg termodynamiczny urządzenia z wymiennikiem *RHX* w układzie *p-h*

Para przegrzana (punkt 4 na rys. 4.1) wypływająca z dyfuzora strumienicy dopływa do regeneracyjnego wymiennika ciepła, do którego, do drugiego króćca dolotowego, doprowadzona jest poprzez pompę obiegową ciecz opuszczająca skraplacz (punkt 7). Na skutek wymiany ciepła ciecz podgrzewa się (punkt 8) kosztem ochłodzenia pary (punkt 5). W warunkach idealnej wymiany ciepła w wymienniku *RHX*

graniczną temperaturą, do jakiej para mogłaby się ochłodzić, jest temperatura cieczy wpływającej do wymiennika  $t_7$ . Para osiągnęłaby wówczas stan termodynamiczny opisany punktem 5' na rysunku 4.3. Natomiast dla cieczy graniczną temperaturą, którą mogłaby ona osiągnąć, jest temperatura  $t_4$ . Stan ten na rysunku 4.3 obrazuje punkt 8'. W warunkach rzeczywistych na skutek skończonej różnicy temperatur oraz pola powierzchni wymiany ciepła wymiennika *RHX* zarówno ciecz, jak i para nie osiągają swych granicznych parametrów temperaturowych. Ochłodzona do temperatury  $t_5$  para dopływa do skraplacza, a podgrzana ciecz o temperaturze  $t_8$  dopływa do generatora pary.



**Rys. 4.3.** Obieg układu strumieniowego z zaznaczonymi izotermami do analizy efektywności wewnętrznej wymiany ciepła

W klasycznym urządzeniu strumieniowym współczynnik wydajności chłodniczej *COP* definiowany jest jako stosunek mocy chłodniczej osiągniętej przez urządzenie  $\dot{Q}_e$  do mocy napędowej dostarczonej do układu, którą jest obciążenie cieplne generatora pary  $\dot{Q}_g$  oraz moc elektryczna dostarczona do pompy  $P_p$ :

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + P_p} \quad (4.1)$$

Moc napędowa pompy  $P_p$  jest najczęściej wielkością zanedbywalnie małą w porównaniu do mocy cieplnej generatora  $\dot{Q}_g$ . Wobec tego, zgodnie z oznaczeniami na rysunku 4.2 współczynnik *COP* określa się jako:

$$COP = \frac{\dot{m}_e (h_{10} - h_9)}{\dot{m}_g (h_1 - h_7)} \quad (4.2)$$

W wyniku podgrzania cieczy w wymienniku regeneracyjnym do generatora pary dopływa ciecz o wyższej temperaturze w porównaniu do układu klasycznego. Jednocześnie wzrasta entalpia właściwa cieczy:  $h_8 > h_7$ . Wobec tego zapotrzebowanie na napędową moc cieplną jest mniejsze, gdyż:

$$\dot{q}_{g,RHX} = h_1 - h_8 < \dot{q}_g = h_1 - h_7, \quad (4.3)$$

gdzie  $\dot{q}_{g,RHX}$  jest jednostkowym strumieniem ciepła w warunkach pracy z wymiennikiem regeneracyjnym, a  $\dot{q}_g$  – jest jednostkowym strumieniem ciepła w warunkach pracy bez wymiennika regeneracyjnego. W warunkach ustalonych i przy dobrze zaizolowanej instalacji jednostkowy strumień ciepła, jaki pobiera ciecz, równy jest jednostkowemu strumieniowi ciepła oddanemu przez fazę parową, tj.  $\dot{q}_{RHX,l} = \dot{q}_{RHX,v}$ .

Dla stałego strumienia cieczy dopływającej do generatora  $\dot{m}_l = \dot{m}_g$  jest zatem spełniona relacja:  $\dot{Q}_{g,RHX} < \dot{Q}_g$ , w efekcie czego współczynnik *COP* wzrasta, gdyż słuszna jest zależność:

$$COP_{RHX} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_{g,RHX}} > \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g}. \quad (4.4)$$

Wzrost temperatury fazy ciekłej dany jest równaniem:

$$\Delta T_{\text{cieczy}} = t_8 - t_7, \quad (4.5)$$

natomiast spadek temperatury fazy parowej opisuje równanie:

$$\Delta T_{\text{pary}} = t_4 - t_5. \quad (4.6)$$

Współczynnik przenikania ciepła w wymienniku oblicza się z równania:

$$K = \frac{\dot{Q}_{RHX}}{\Delta T_{\log} \cdot A_{RHX}} = \frac{\dot{m}_l \cdot (h_8 - h_7)}{\Delta T_{\log} \cdot A_{RHX}}, \quad (4.7)$$

gdzie  $\Delta T_{\log}$  jest logarytmiczną różnicą temperatur,  $A_{RHX}$  jest powierzchnią wymiany ciepła wymiennika regeneracyjnego.

Logarytmiczna różnica temperatur, zgodnie z oznaczeniami na rysunku 4.2, dana jest równaniem:

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_{\text{cieczy}} - \Delta T_{\text{pary}}}{\ln \left( \frac{\Delta T_{\text{cieczy}}}{\Delta T_{\text{pary}}} \right)}. \quad (4.8)$$

Parametr NTU (ang. *Number of Thermal Unit*) opisuje zależność:

$$NTU = \frac{K \cdot A_{RHX}}{C_{\min}}, \quad (4.9)$$

w której

$$C_{\min} = \min \left[ (\dot{m} \cdot cp)_v, (\dot{m}_l \cdot cp)_l \right], \quad (4.10)$$

a  $\dot{m}$  jest sumą masowego natężenia przepływu strumienia napędowego i zasysanego.

Efektywność wymiennika ciepła  $\varepsilon$  definiuje się jako stosunek ciepła przekazanego od pary do cieczy  $\dot{Q}$  do maksymalnego strumienia ciepła, jaki może być osiągnięty  $\dot{Q}_{\max}$ :

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_{\text{RHX}}}{\dot{Q}_{\max}}. \quad (4.11)$$

Analizę efektywności wymiennika przeprowadzono, korzystając z rysunku 4.3. Maksymalny strumień ciepła w przypadku rozważanego obiegu dany jest równaniem:

$$\dot{Q}_{\max} = \min \left[ \dot{Q}_{4-5'}, \dot{Q}_{8'-7} \right], \quad (4.12)$$

w którym  $\dot{Q}_{4-5'} = \dot{m}(h_4 - h_{5'})$  oraz  $\dot{Q}_{8'-7} = \dot{m}_l(h_{8'} - h_7)$ .

Strumień ciepła wymieniony w wymienniku dany jest równaniem:

$$\dot{Q}_{\text{RHX}} = \dot{m}_l(h_8 - h_7) = \dot{m}(h_4 - h_5). \quad (4.13)$$

Z uwagi na większą dokładność pomiarów parametrów cieplno-przepływowych po stronie cieczy do określenia mocy wymiennika wykorzystano relację:

$$\dot{Q}_{\text{RHX}} = \dot{m}_l(h_8 - h_7).$$

Łącząc równania (4.2) i (4.4), można dokonać względnej oceny poprawy efektywności energetycznej urządzenia strumienicowego poprzez zastosowanie regeneracyjnej wymiany ciepła z prostej zależności:

$$\Delta COP = \frac{COP_{\text{RHX}} - COP}{COP} \cdot 100\%. \quad (4.14)$$

## 4.2. Praca wymiennika w urządzeniach strumienicowych pracujących z izobutanem

Liczba prac badawczych, w których podejmuje się zagadnienie poprawy efektywności energetycznej urządzeń strumienicowych, jest bardzo ograniczona. W niniejszym rozdziale pokazano wynik badań teoretycznych i eksperymentalnych pracy urządzenia strumienicowego wyposażonego w wymiennik *RHX*. W badaniach zastosowano

izobutan jako czynnik roboczy. Czynnik ten, jako spełniający rygorystyczne założenia Rozporządzenia [2], jest potencjalnym kandydatem do komercyjnych zastosowań układów strumienicowych. W oparciu o równania od (4.1) do (4.14) dokonano oceny poprawy efektywności energetycznej urządzenia strumienicowego.

Wymiennik regeneracyjny *RHX* wykorzystuje ciepło przegrzania pary opuszczającej strumienicę do podgrzania cieczy zasilającej generator. Można zatem oczekiwać, że im większe będzie przegrzanie pary na tłoczeniu strumienicy, tym bardziej ciecz wpływająca do generatora ulegnie podgrzaniu. Przegrzanie pary na tłoczeniu strumienicy bierze się głównie z dwóch powodów:

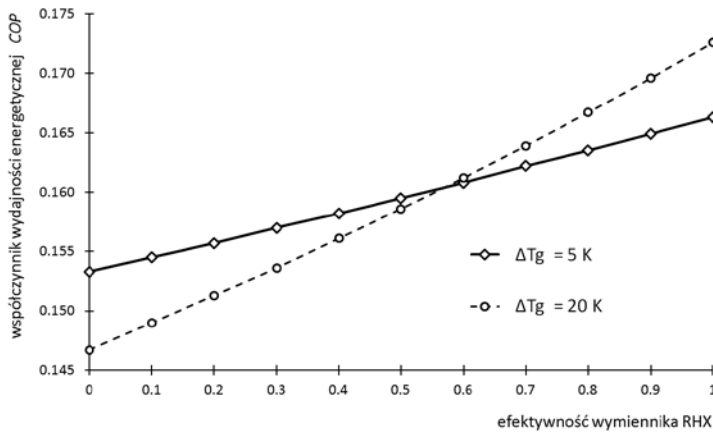
- parametrów na wlocie do strumienicy;
- dyssypacji energii kinetycznej wewnątrz strumienicy.

Oba strumienie wpływające do strumienicy chłodniczej są w fazie parowej, przy czym może to być para nasycona lub przegrzana. Jeśli czynnik roboczy należy do grupy czynników suchych, tj. charakteryzujących się dodatnim nachyleniem linii nasycenia pary, to w wyniku ekspansji w dyszy czynnik na wylocie z dyszy również jest w fazie pary przegrzanej. Im większe jest przegrzanie pary napędowej, tym większe obserwuje się przegrzanie pary po ekspansji. Konsekwentnie ten sam trend może być obserwowany na tłoczeniu strumienicy. Drugim z głównych składników przegrzania pary na tłoczeniu ze strumienicy jest dyssypacja energii kinetycznej na kształtującej się wewnątrz strumienicy fali uderzeniowej. Przez strumienicę przepływają bowiem dwa strumienie, które charakteryzują się bardzo dużą różnicą prędkości. Podczas zmiany przepływu naddźwiękowego w poddźwiękowy część energii kinetycznej pary zamieniona zostaje głównie na tarcie, które objawia się w postaci wzrostu temperatury pary.

Zgodnie z równaniem (4.4) współczynnik *COP* urządzenia wzrośnie na skutek działania wymiennika *RHX*, jeśli strumień ciepła doprowadzony do generatora pary  $\dot{Q}_{g,RHX}$  będzie mniejszy względem układu klasycznego  $\dot{Q}_g$ , zakładając jednocześnie, że wydajność chłodnicza  $\dot{Q}_e$  nie ulega zmianie.

Na rysunku 4.4 pokazana została zmiana *COP* dla układu strumienicowego na skutek działania wymiennika regeneracyjnego. Obliczenia obiegu wykonano na podstawie modelu zaprezentowanego w [3,4,5]. Parametry termodynamiczne czynnika wyznaczono za pomocą [6,7,8]. Jako warunki brzegowe przyjęto parametry układu pracującego w zastosowaniach klimatyzacji średnotemperaturowej [9]:

- temperatura nasycenia w generatorze:  $t_g = 60^\circ\text{C}$ ;
- przegrzanie pary napędowej  $\Delta T_{g1} = 5\text{ K}$ ,  $\Delta T_{g2} = 20\text{ K}$ ;
- temperatura nasycenia w parowniku:  $t_e = 15^\circ\text{C}$  z przegrzaniem  $\Delta T_e = 1\text{ K}$ ;
- temperatura skraplania  $t_c = 35^\circ\text{C}$ ;
- sprawność pompy  $\eta_p = 0.95$ .

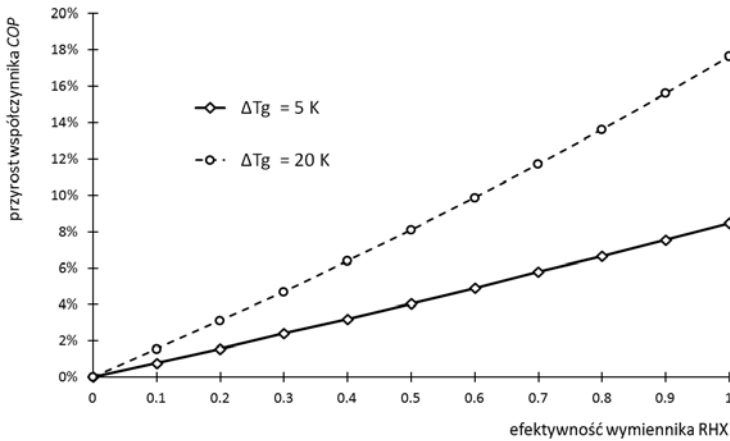


Rys. 4.4. Wartość współczynnika  $COP$  dla różnych wartości efektywności wymiennika  $RHX$

Analizie poddano wpływ efektywności wymiennika  $RHX$  na wartość  $COP$  dla dwóch wartości przegrzania pary  $\Delta T_g$ . Zgodnie z oczekiwaniami wartość  $COP$  wzrasta wraz ze wzrostem efektywności wymiennika. Dla przegrzania  $\Delta T_g = 5 \text{ K}$  współczynnik  $COP$  zwiększa się od wartości  $COP_{\min} = 0,153$  do wartości  $COP_{\max} = 0,156$ . Jednakże przyrost ten jest bardziej intensywny dla większego przegrzania pary napędowej, gdzie uzyskuje się  $COP_{\min} = 0,147$  i  $COP_{\max} = 0,173$ . Wartość  $COP$  dla układu z wymiennikiem, którego efektywność  $\varepsilon = 0$ , tożsama jest z wartością  $COP$  układu bez wymiennika  $RHX$ .

Należy wyjaśnić, że dla efektywności wymiennika  $\varepsilon = 0$ , czyli pracy układu bez regeneracyjnej wymiany ciepła, wartości  $COP$  przyjmują różne wartości liczbowe z uwagi na to, że wzrost przegrzania pary wiąże się z koniecznością dostarczenia większej ilości strumienia ciepła napędowego  $\dot{Q}_g$ , co zgodnie z definicją współczynnika  $COP$  (równanie (4.1)) powoduje obniżenie się wartości tego parametru. Wartość procentową przyrostu współczynnika  $COP$  poprzez wykorzystanie wymiennika  $RHX$ , obliczoną z równania (4.14), pokazano na rysunku 4.5. Wyniki wskazują, że dla przegrzania pary napędowej równego 5 K można oczekiwać przyrostu  $COP$  na poziomie 8%. Zwiększenie przegrzania do 20 K powoduje przyrost  $COP$  o 18% względem układu klasycznego.



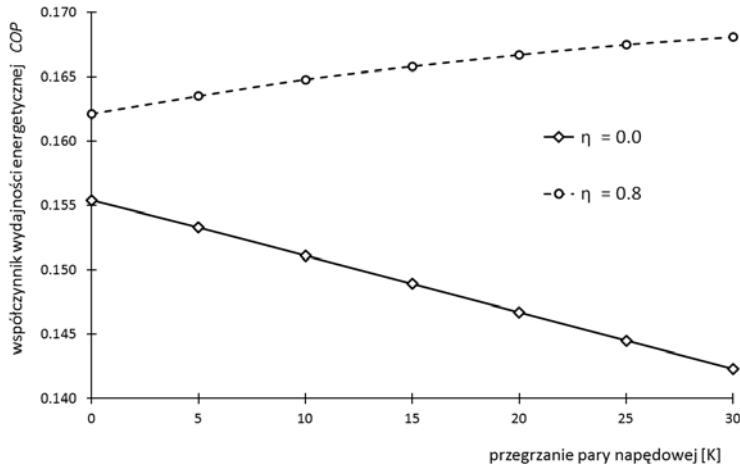


Rys. 4.5. Przyrost współczynnika  $COP$  w funkcji efektywności wymiennika dla dwóch wartości przegrzania pary napędowej

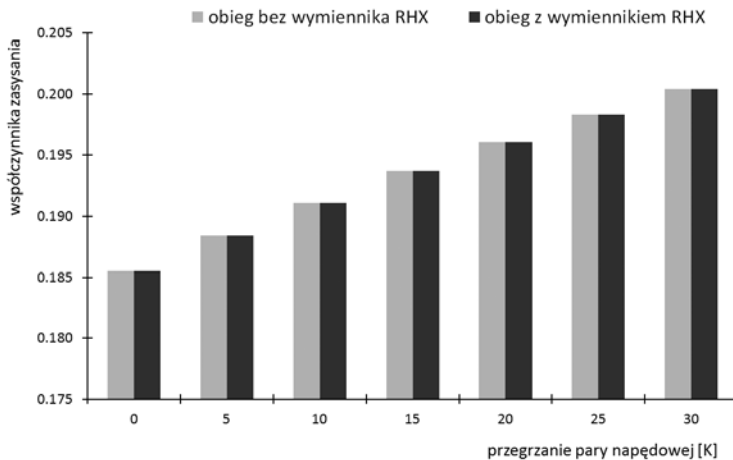
Wpływ przegrzania pary napędowej na zmianę wartości współczynnika  $COP$  pokazany został na rysunku 4.6. Wykreślono na nim dwie linie obrazujące pracę i wartość współczynnika  $COP$  układu pracującego bez wymiennika  $RHX$  ( $\eta = 0$ ) oraz z wymiennikiem, którego efektywność założono na poziomie  $\eta = 0,8$ . Wyniki wskazują na liniową zależność współczynnika  $COP$  od przegrzania pary napędowej. Jednakże obserwuje się odwrotne trendy pomiędzy pracą układu, w której zastosowany jest wymiennik  $RHX$ , a pracą układu klasycznego. W układzie standardowym, bez wymiennika  $RHX$ , wzrost przegrzania pary negatywnie wpływa na efektywność energetyczną urządzenia. Tu ponownie wynika to z faktu, że aby uzyskać wzrost przegrzania pary, należy zwiększyć strumień ciepła napędowego  $\dot{Q}_g$ , a to powoduje obniżenie się wartości  $COP$ . Warto jednak zaznaczyć, że wzrost wartości przegrzania pary powoduje wzrost wartości współczynnika zasysania (zob. rys. 4.7), co oznacza przyrost wydajności chłodniczej  $\dot{Q}_e$ . Niemniej jednak przyrost wydajności chłodniczej jest niewystarczający względem przyrostu strumienia ciepła napędowego. W efekcie wartość współczynnika  $COP$  obniża się. Zastosowanie wymiennika regeneracyjnego przynosi jednak odmienne efekty. Zgodnie z rysunkiem 4.6 wzrost wartości przegrzania pary powoduje wzrost wartości współczynnika  $COP$ . Wynika to z faktu, że przy większym przegrzaniu pary napędowej zwiększa się różnica temperatur pomiędzy parą wypływającą ze strumienicy ( $t_4$  na rys. 4.1) a cieczą opuszczającą skraplacz (wpływającą do wymiennika  $RHX$ ) –  $t_7$  na rysunku 4.1.

Należy dodać, że powyższe wyjaśnienia mają zastosowanie jedynie w przypadku, gdy ciśnienie napędowe nie ulega zmianie pomimo zmiany temperatury pary napędowej, będącej wynikiem wzrostu przegrzania. Dla maksymalnej analizowanej

wartości przegrzania uzyskuje się przyrost  $COP$  o 8,0% względem pracy przy zasilaniu układu parą nasyconą. Przy braku wymiennika  $RHX$  przegrzanie pary o 30 K powoduje obniżenie wartości  $COP$  o 8,3% względem zasilania układu parą nasyconą.



Rys. 4.6. Wartość współczynnika  $COP$  dla różnych wartości przegrzania pary napędowej

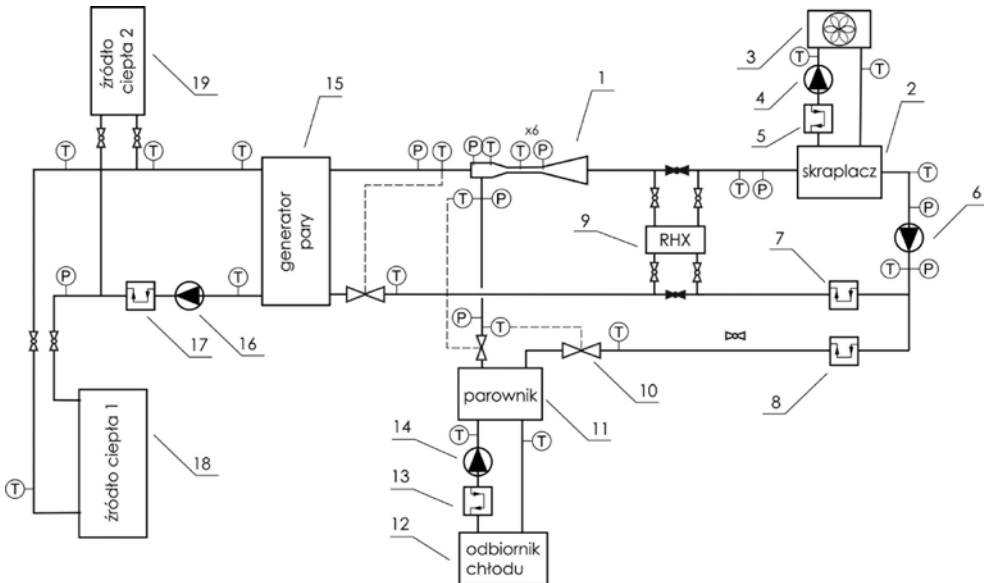


Rys. 4.7. Wartość współczynnika zasysania strumienicy gazowej w funkcji przegrzania pary napędowej dla układu bez wymiennika i z wymiennikiem regeneracyjnym

Jak wspomniano wcześniej, wraz ze wzrostem przegrzania pary zwiększa się współczynnik zasysania, co pokazano na rysunku 4.7. Cechą charakterystyczną jednak jest to, że wymiennik  $RHX$  nie ma wpływu na wartość współczynnika zasysania. Dla pracy układu zasilanego parą nasyconą ( $\Delta T_g = 0$  K) wartość współczynnika

zasysania równa jest  $U = 0,186$ , natomiast dla maksymalnego analizowanego przegrzania pary ( $\Delta T_{\text{zg}} = 30 \text{ K}$ ) współczynnik zasysania wzrasta do  $U = 0,20$ .

Oprócz analiz teoretycznych dotyczących poprawy  $COP$  poprzez zastosowanie wymiennika regeneracyjnego wykonane zostały badania eksperymentalne, w które autor niniejszej pracy był zaangażowany. Stanowisko badawcze przystosowane do badań układów strumienicowych zostało wyposażone w wymiennik  $RHX$ . Schemat stanowiska pokazano na rysunku 4.8. Strumienica (1) włącza parę przegrzaną do wymiennika  $RHX$  (9), w którym para ochładza się i wpływa do skraplacza (2). Po skropleniu kondensat jest przetłaczany przez pompę obiegową (6). Ciekły czynnik zostaje rozdzielony. Pewna ilość cieczy przepływa przez wymiennik  $RHX$ , w którym podwyższa swoją temperaturę i włączana jest do generatora pary (15). Pomiaru strumienia masy dokonuje przepływomierz Coriolisa (7). Pozostała część czynnika przepływa przez zawór rozprężny (10), w którym obniża swoje ciśnienie i temperaturę i wpływa do parownika (11). Tu również strumień masy mierzony jest za pomocą przepływomierza Coriolisa (8).



**Rys. 4.8.** Schemat stanowiska badawczego wpływu zastosowania wymiennika  $RHX$  na  $COP$  układu strumienicowego (opis w tekście)

Na stanowisku wyróżnia się dodatkowe pętle cieczy pośredniczących. W obiegu chłodzenia skraplacza zastosowano przepływomierz masowy Coriolisa (5) do pomiaru strumienia masy nośnika ciepła (zastosowano glikol propylenowy). Glikol przetłaczany jest przez pompę obiegową (4), a ciepło oddawane jest do otoczenia w chłodnicy

wentylatorowej (3). W układzie obciążenia parownika również zastosowano glikol jako nośnik ciepła, którego strumień masowy mierzony jest przez przepływomierz Coriolisa (13). Glikol przetłaczany jest pomiędzy parownikiem (11) a odbiornikiem chłodu (12) przez pompę obiegową (14). W układzie zastosowano dwa źródła ciepła: układ kolektorów słonecznych (18) oraz zestaw grzałek elektrycznych (19). Kolektory próżniowe stanowiły podstawowe źródło ciepła, grzałki elektryczne zaś źródło dodatkowe, którego zadaniem było uzupełnienie i stabilizacja parametrów napędowych układu. W kluczowych miejscach układu zainstalowano przetworniki ciśnienia i czujniki temperatury. Tor pomiarowy poddany został kalibracji. Temperatura mierzona była z dokładnością  $\pm 0,2$  K, dokładność przetworników ciśnienia to 0,25% zakresu pomiarowego, a przepływomierzy 0,15% zakresu pomiarowego.

Z uwagi na uwarunkowania techniczne stanowiska badawczego prace eksperymentalne wykonane zostały przy parametrach odmiennych niż przeprowadzone wcześniejsze analizy teoretyczne. W badaniach parametrem zmiennym było ciśnienie parowania. Parametry napędowe oraz parametry skraplacza, jako zależne w głównej mierze od warunków atmosferycznych panujących na zewnątrz laboratorium, były utrzymywane na stałym poziomie. Jako źródło ciepła napędowego wykorzystano zestaw kolektorów słonecznych. Średnia moc napędowa doprowadzona do układu to  $\dot{Q}_g = 3,15$  kW. W celu walidacji eksperymentalnej predykcję parametrów pracy za pomocą modeli analitycznych wykonano dla warunków roboczych zarejestrowanych podczas eksperymentu. Warto dodać, że w obliczeniach analitycznych należało uwzględnić sprawności poszczególnych elementów stanowiska. Przyjęto: sprawność wymiennika regeneracyjnego  $\eta_{RHX} = 0,90$ , ogólną sprawność strumienicy  $\eta_E = 0,40$ , a sprawność pompy obiegowej  $\eta_p = 0,95$ . Odpowiednia nastawa zaworów odcinających umożliwiła przeprowadzenie badań dla układu pracującego bez wymiennika regeneracyjnego.

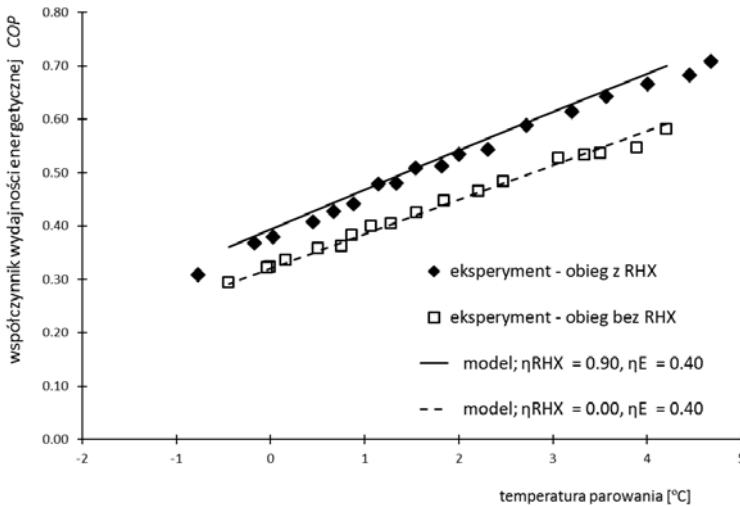
Średnie wartości parametrów roboczych zawiera tabela 4.1.

**Tab. 4.1.** Średnie wartości parametrów zewnętrznych utrzymywanych podczas badań [9]

Warunki pracy urządzenia strumienicowego	Praca układu bez regeneracyjnego wymiennika ciepła	Praca układu z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła <i>RHX</i>
średnie ciśnienie pary napędowej	0,911 MPa	0,916 MPa
średnie przegrzanie pary napędowej	9,6 K	9,4 K
średnia temperatura pary napędowej	71,6 °C	71,7 °C
ciśnienie parowania (parametr zmienny)	0,154 MPa ÷ 0,181 MPa	0,153 MPa ÷ 0,189 MPa

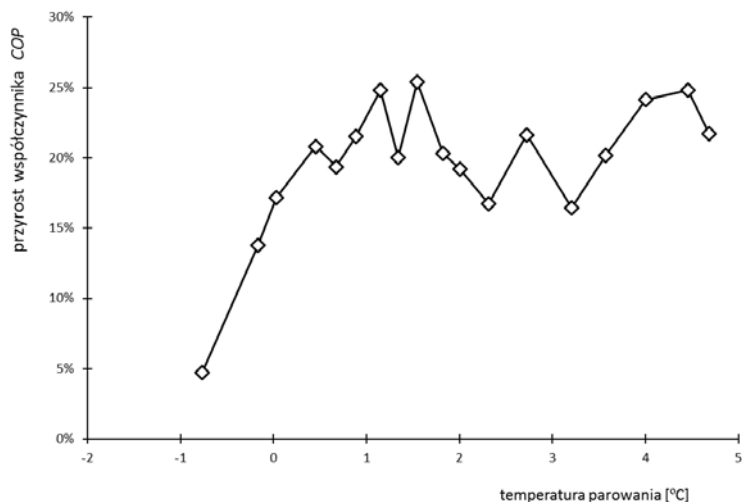
Warunki pracy urządzenia strumienicowego	Praca układu bez regeneracyjnego wymiennika ciepła	Praca układu z regeneracyjnym wymiennikiem ciepła <i>RHX</i>
średnie przegrzanie pary zasysanej	1,2 K	0,9 K
temperatura pary zasysanej (parametr zmienny wynikający z ciśnienia parowania)	-0,4 °C ÷ 4,2 °C	-0,8 °C ÷ 5,3 °C
średnie ciśnienie tłoczenia	0,220 MPa	0,220 MPa

Wpływ zastosowania wymiennika *RHX* na współczynnik wydajności chłodniczej *COP* strumienicowego urządzenia chłodniczego w funkcji temperatury parowania  $t_e$  pokazano na rysunku 4.9. Uzyskane wyniki eksperymentalne potwierdzają, że zastosowanie regeneracyjnej wymiany ciepła pozytywnie wpływa na wartość współczynnika *COP* urządzenia chłodniczego. Dla układu klasycznego w analizowanym przedziale temperatur parowania oraz temperatury źródła napędowego i warunków skraplacza uzyskano wartość  $COP_{\min} = 0,29$  i  $COP_{\max} = 0,53$ , odpowiednio dla najniższej i najwyższej zarejestrowanej temperatury parowania. Dla układu z wymiennikiem *RHX* uzyskano wartość minimalną  $COP_{\min} = 0,31$  i maksymalną  $COP_{\max} = 0,64$ . Na rysunku wykreślono również wyniki predykcji pracy układu uzyskane z obliczeń analitycznych. Dla obu przypadków stwierdza się bardzo dobrą zgodność pomiędzy wynikami obliczeń a wynikami eksperymentu.

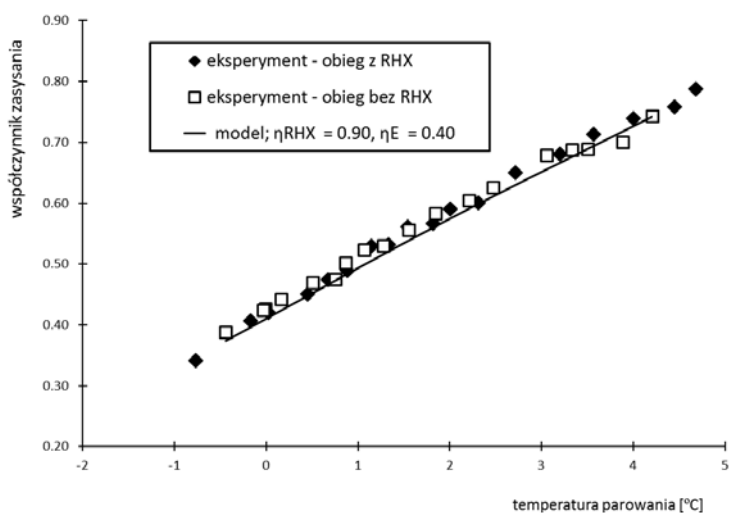


Rys. 4.9. Wartość współczynnika *COP* układu pracującego z wymiennikiem *RHX* i bez wymiennika *RHX* dla różnej wartości temperatury parowania

Procentowy przyrost współczynnika  $COP$  urządzenia strumienicowego, obliczony na podstawie równania (4.14), pokazany został na rysunku 4.10. Najniższy przyrost  $COP$ , równy 4,7%, zarejestrowano dla najniższej temperatury parowania. Należy jednak wyjaśnić, że dla tego przypadku temperatura parowania dla układu pracującego z wymiennikiem  $RHX$  była około 0,5 K niższa niż dla układu klasycznego.

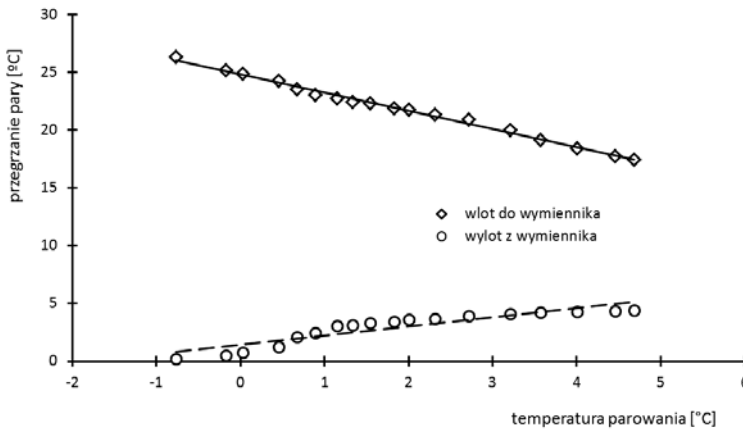


Rys. 4.10. Przyrost współczynnika  $COP$  w funkcji temperatury parowania



Rys. 4.11. Wartość współczynnika zasysania układu pracującego z wymiennikiem  $RHX$  i bez wymiennika  $RHX$  dla różnej wartości temperatury parowania

Wartość współczynnika zasysania w funkcji temperatury parowania dla układu klasycznego oraz układu z wymiennikiem *RHX* pokazano na rysunku 4.11. Wyniki wskazują, że aplikacja wymiennika nie wpływa na wartość współczynnika zasysania, co zostało przedstawione na rysunku 4.7. Wynika to oczywiście z umiejscowienia wymiennika regeneracyjnego, wewnątrzna wymiana ciepła nie dotyczy bowiem pary doprowadzonej do strumienicy z parownika. Na rysunku ponownie wykreślona została linia obrazująca teoretyczną, uzyskaną na podstawie obliczeń wartość współczynnika zasysania. W tym przypadku również obserwuje się bardzo dobrą zgodność wyników teoretycznych z wynikami eksperymentalnymi.

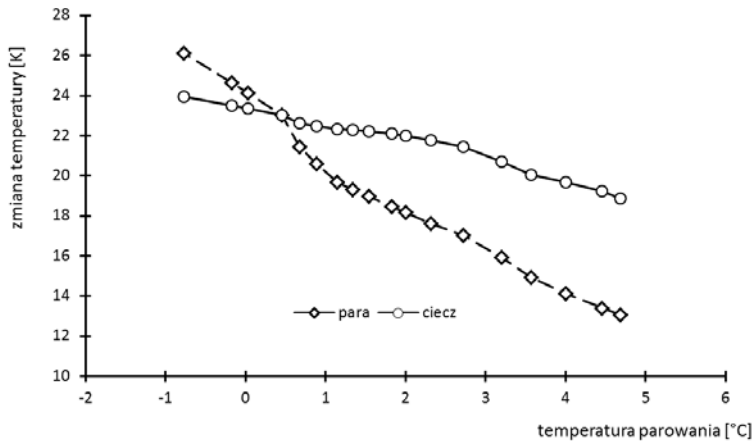


Rys. 4.12. Przegrzanie pary na wejściu i wyjściu wymiennika *RHX*

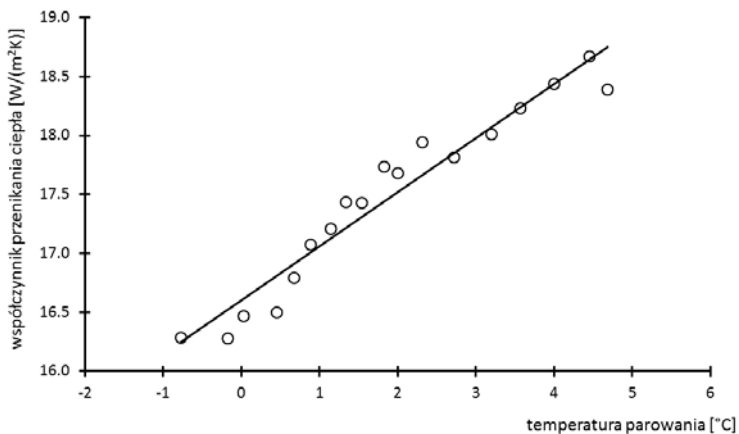
Efekt działania wymiennika pokazano na rysunku 4.12, na którym przedstawiono wartość przegrzania pary wpływającej do wymiennika i wypływającej z wymiennika. Wyniki wskazują, że dla niższych temperatur parowania para ochładza się prawie do warunków nasycenia, a wraz ze wzrostem temperatury parowania efekt ochładzania się pary w wymienniku obniża się. Wynika to przede wszystkim z faktu, że dla niższych temperatur parowania strumienica pokonuje większą różnicę ciśnień panujących odpowiednio w skraplaczu i parowniku. Im większą różnicę ciśnień strumienica ma do pokonania, tym większe jest przegrzanie pary na tłoczeniu. Wzrostowi temperatury parowania towarzyszy wzrost ciśnienia nasycenia, przez co różnica ciśnień obniża się. W efekcie obniża się przegrzanie pary na wylocie ze strumienicy. Taki trend obserwuje się na rysunku 4.12. Pomimo tego, że dla wyższych temperatur parowania para opuszczająca strumienicę jest nadal przegrzana o około 5 K, wymiennik pozwolił na obniżenie przegrzania o około 15 K.

Wyznaczona na podstawie wzorów (4.5) i (4.6) zmiana temperatury pary i cieczy wewnątrz wymiennika pokazana została na rysunku 4.13. Wzrost temperatury

parowania powoduje, że zmiana temperatury zarówno cieczy, jak i pary obniża się, np. przy temperaturze parowania  $t_c = 0^\circ\text{C}$  para ochładza się o 24,5 K, a ciecz podgrzewa się o 23,5 K, natomiast dla temperatury parowania  $t_c = 4^\circ\text{C}$  para ochładza się o 14 K, a ciecz podgrzewa się o 20 K. Zmniejszanie się różnicy temperatur po obu stronach wymiennika regeneracyjnego poszczególnych faz wpływa na spadek logarytmicznej różnicy temperatur  $\Delta T_{\log}$  danej wzorem (4.8), dzięki czemu wzrasta współczynnik przenikania ciepła wymiennika regeneracyjnego, co pokazano na rysunku 4.14.

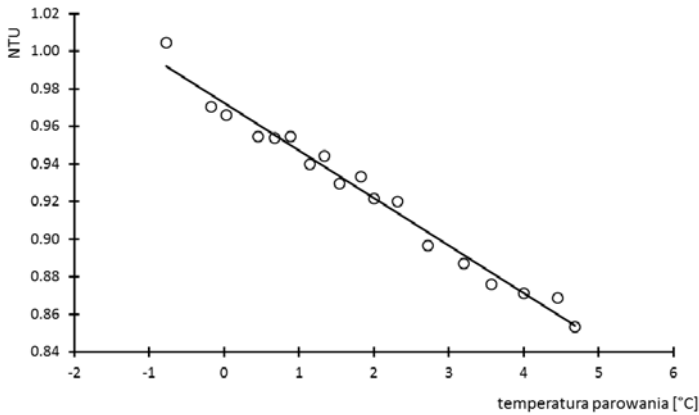


Rys. 4.13. Zmiana temperatury czynnika wewnątrz wymiennika: pary i cieczy



Rys. 4.14. Współczynnik przenikania ciepła  $K$  wymiennika regeneracyjnego

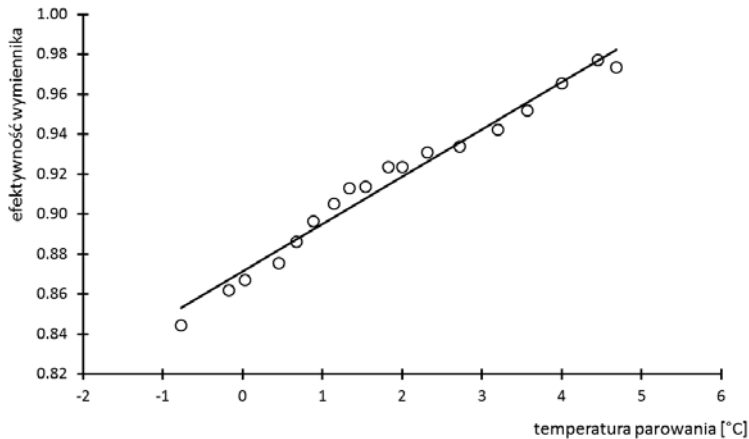




Rys. 4.15. Współczynnik  $NTU$  wymiennika regeneracyjnego

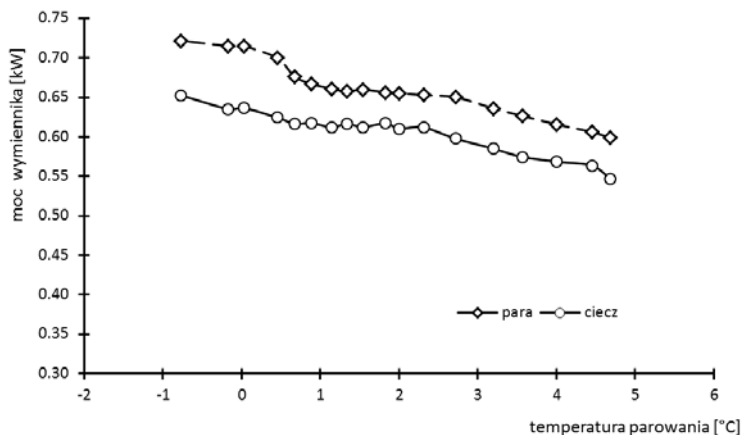
Ponieważ wzrost temperatury parowania powoduje, że wzrasta współczynnik zasysania  $U$ , zwiększa się sumaryczny strumień pary  $\dot{m}$  przepływającej przez strumienicę. Wymiana ciepła po stronie pary jest gorsza od wymiany ciepła po stronie cieczy z uwagi na dużo mniejsze współczynniki wnikania ciepła. Wobec tego w zależności (4.10) członem dominującym jest ten opisujący wymianę ciepła po stronie pary, a więc  $C_{\min} = (\dot{m} \cdot cp)_v$ . Z uwagi na to, że całkowity strumień pary  $\dot{m}$  przepływający przez strumienicę wzrasta wraz ze wzrostem temperatury parowania  $t_e$ , wzrasta również człon  $C_{\min}$ . Wzrost ten jest jednak intensywniejszy od wzrostu współczynnika przenikania ciepła  $K$ , wobec tego zgodnie z równaniem współczynnik  $NTU$  maleje, co pokazane zostało na rysunku 4.15.

Efektywność wymiennika regeneracyjnego  $\varepsilon$  określoną z równania (4.11) w funkcji temperatury parowania  $t_e$  przedstawiono na rysunku 4.16. Efektywność wymiennika regeneracyjna jest w badanym urządzeniu chłodniczym wprost proporcjonalna do wzrostu temperatury parowania  $t_e$ . Efektywność wymiennika zmienia się w zakresie od 0,85 do wartości bliskich 1,0 w zakresie analizowanych temperatur parowania. Uzyskane wartości efektywności wymiennika regeneracyjnego dowodzą bardzo dobrej wymiany ciepła pomiędzy parą a cieczą czynnika roboczego, co przekłada się na wzrost współczynnika  $COP$  urządzenia wykorzystującego wewnętrzną wymianę ciepła.



Rys. 4.16. Efektywność wymiennika regeneracyjnego

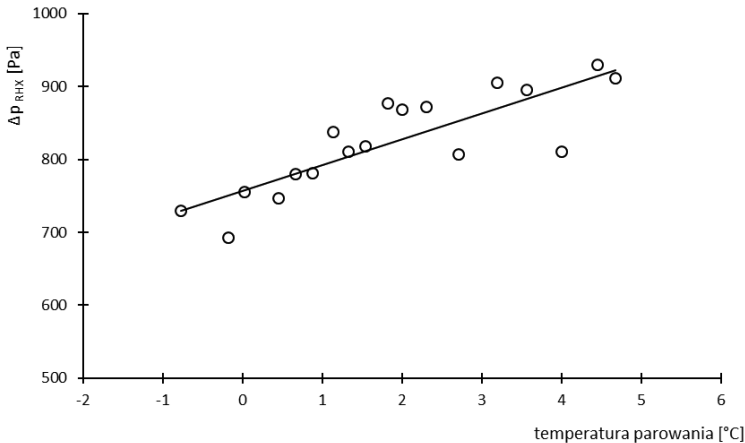
Moc wymiennika regeneracyjnego pokazana została na rysunku 4.17. Moc przekazana od przegrzanej pary czynnika do cieczy waha się w granicach 0,55–0,65 kW, co stanowi od 19 do 23% mocy grzewczej doprowadzonej do generatora pary. Rysunek 4.17 pokazuje również, że moc cieplna przekazana przez fazę parową jest nieznacznie większa od mocy cieplnej pobranej przez fazę ciekłą. Rozbieżność pomiędzy wynikami bierze się głównie z lokalizacji czujników pomiaru temperatury. Dla fazy parowej czujniki były zainstalowane bliżej króćców przyłączeniowych wymiennika, natomiast dla fazy ciekłej odległość króćców przyłączeniowych od czujników była większa. Czujniki rejestrowały zatem straty ciepła do otoczenia powstające na rurociągu, które pojawiły się pomimo zastosowanej izolacji.



Rys. 4.17. Moc wymiennika RHX obliczona dla strony ciekzowej i parowej

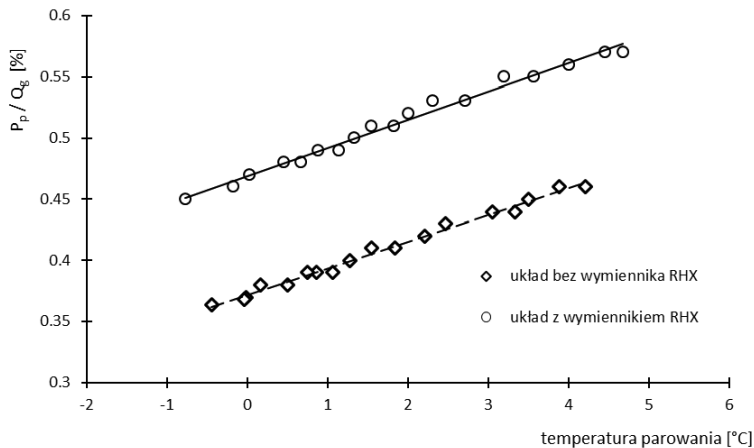
Zastosowanie wymiennika regeneracyjnego związane jest ze wzrostem oporów przepływu. Opory te musi pokonać strumienica, która włacza przegrzaną parę do wymiennika. Po stronie cieczowej opory stawiane przez wymiennik pokonuje pompa obiegowa. Wartość oporu przepływu, jaki stawia wymiennik *RHX* po stronie parowej, pokazano na rysunku 4.18.

Spadek ciśnienia po obu stronach wymiennika obliczono jako różnice pomiędzy ciśnieniem na tłoczeniu strumienicy (na wylocie z dyfuzora) i wlotem do skraplacza. Jak widać na rysunku, istnieje liniowa zależność pomiędzy oporami przepływu i dla analizowanych temperatur parowania opór przepływu, jaki stawia wymiennik, zmienia się od wartości 0,7 kPa do 0,9 kPa. Można zatem stwierdzić, że dla badanego układu są to wartości na tyle małe, że nie wpływają na pracę strumienicy. Z uwagi na brak czujnika ciśnienia na wylocie cieczy z wymiennika nie analizowano oporów po stronie cieczowej.



Rys. 4.18. Wartość spadku ciśnienia pary przepływającej przez wymiennik

Efekt energetyczny związany z zastosowaniem wymiennika regeneracyjnego dla strony cieczowej oceniony został przez porównanie mocy pompy obiegowej względem mocy cieplnej generatora pary. Pompa obiegowa, pokonując opory przepływu stawiane przez wymiennik *RHX*, pobiera więcej energii elektrycznej. Jednocześnie efekt działania wymiennika objawia się zmniejszeniem cieplnej mocy dostarczanej do generatora pary. Na rysunku 4.19 pokazano stosunek mocy pompy obiegowej  $P_p$  do cieplnej mocy napędowej generatora pary  $\dot{Q}_g$ .



**Rys. 4.19.** Stosunek mocy pompy obiegowej do ciepłej mocy napędowej generatora pary dla układu klasycznego oraz układu z wymiennikiem regeneracyjnym

Z wykresu wynika, że moc wymagana przez pompę obiegową stanowi niewielką część (poniżej 1%) mocy ciepłej dostarczanej do generatora. Dodatkowo zastosowanie wymiennika regeneracyjnego spowodowało, że wzrost udziału mocy pobranej przez pompę względem mocy ciepłej dostarczonej do generatora pary ma charakter symboliczny. Dla analizowanego przypadku udział ten wzrósł o 0,1 punkta procentowego.

Wartości te dowodzą słuszności założenia przyjmowanego w analizach efektywności energetycznej układów strumieniowych dotyczących nieuwzględniania mocy, jakiej potrzebuje pompa obiegowa.

### 4.3. Analiza zastosowania wymiennika ciepła w układach zasilanych ciepłem niskotemperaturowym

Niniejszy rozdział zawiera zestawienie wyników obliczeń analitycznych obiegu strumieniowego urządzenia chłodniczego pracującego z wymiennikiem regeneracyjnym. Procedurę obliczeniową, przedstawioną w podrozdziale 4.1, wykorzystano do oceny poprawy efektywności energetycznej urządzenia. W pracy [9] pokazano wyniki badań eksperymentalnych i teoretycznych dla układu chłodniczego zasilanego ciepłem niskotemperaturowym o mocy 3,2 kW, pracującego z izobutanem (R-600a). Jak wspomniano we wcześniejszym rozdziale, czynnik ten doskonale spełnia wymagania, jakie stawiane są czynnikom roboczym przez Rozporządzenie

[2]. Jednakże izobutan należy do grupy czynników palnych i wybuchowych, dlatego jego zastosowanie w dużych komercyjnych układach chłodniczych może nie cieszyć się zainteresowaniem. Na przestrzeni ostatnich lat firmy zajmujące się produkcją czynników chłodniczych wprowadziły do obrotu kilka nowych czynników syntetycznych o właściwościach spełniających wspomniane rozporządzenie. Analizę termodynamiczną najnowszych potencjalnych czynników roboczych i ich możliwości aplikacyjne zawarto w [10]. W niniejszym rozdziale przedstawiono wyniki analizy teoretycznej możliwości poprawy efektywności energetycznej chłodniczego urządzenia strumienicowego zasilanego wodą z miejskiej sieci ciepłowniczej. Urządzenie zaprojektowano i zbudowano w ramach projektu [11], a projekt strumienicy i dobór czynnika był efektem prezentowanej analizy.

Obliczenia obiegu [3,4] oraz predykcja parametrów geometrycznych strumienicy wykonane zostały przy pomocy modelu o parametrach skupionych [5–7] dla następujących czynników chłodniczych:

- izobutan (R-600a) [8],
- R-1234ze(E) [12],
- n-pentan (R-601) [13],
- izopentan (R-601a) [14].

Obliczeń obiegów strumienicowych dokonano, przyjmując następujące parametry robocze:

- moc cieplna napędowa generatora pary  $Q_g = 100$  kW,
- temperatura nasycenia w generatorze:  $t_g = 66^\circ\text{C}$ ,
- przegrzanie pary napędowej  $\Delta T_g = 2$  K,
- temperatura nasycenia w parowniku:  $t_e = 5^\circ\text{C}$  z przegrzaniem  $\Delta T_e = 2$  K,
- temperatura skraplania  $t_c = 30^\circ\text{C}$ .

W analizach przyjęto założenie, że ciecz na wlocie do generatora pary ma temperaturę skroplin  $t_{g,l} = 30^\circ\text{C}$ , tzn. nie następuje przyrost temperatury w pompie [11]. Założenie to przyjęto na podstawie wieloletniego doświadczenia autora w zakresie badań eksperymentalnych układów chłodniczych strumienicowych. Należy dodać, że w rzeczywistych warunkach pracy przyrost temperatury cieczy był nieznaczny, około 2 K.

Dla przyjętych warunków roboczych obliczono wymagany strumień masy czynnika roboczego oraz występujący spręż w układzie. Wyznaczone zostały niezbędne moce wymienników ciepła.

Obliczenia obiegu wykonane zostały dla układu strumienicowego podstawowego, tj. bez wymiennika ciepła oraz układu z wymiennikiem ciepła, którego schemat pokazano na rysunku 4.1. W tabelach poniżej dla obiegu z wymiennikiem regeneracyjnym zastosowano indeks „*RHX*”. Na podstawie wyników badań eksperymentalnych prezentowanych wcześniej oraz w [9] do obliczeń przyjęto sprawność wymiennika na poziomie  $\eta_{\text{RHX}} = 0,90$ .

Wyniki analiz przedstawiane są według schematu: w pierwszej kolejności prezentuje się tabelaryczne zestawienie parametrów cieplno-przepływowych układu uzyskanych dla zadanych warunków roboczych oraz oszacowany współczynnik efektywności energetycznej  $COP$  układu bez wymiennika regeneracyjnego. Dalej zestawiono w postaci tabeli wyniki obliczeń układu wyposażonego w wymiennik regeneracyjny. W tabeli pokazano jedynie wpływ na moc grzewczą napędową oraz zmianę  $COP$  układu. Pominięto natomiast informacje dotyczące wydajności chłodniczej, gdyż wymiennik regeneracyjny nie wpływa na moc chłodniczą układu.

### Wyniki obliczeń dla izobutanu

**Tab. 4.2.** Parametry cieplno-przepływowe uzyskane dla zadanych parametrów roboczych

R-600a	
założona moc grzewcza $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100$ kW
strumień masy pary napędowej $\dot{m}_g$ [kg/h]	960
strumień masy pary zasysanej $\dot{m}_e$ [kg/h]	295,7
obliczony współczynnik zasysania $U$	0,307
obliczony / wymagany spręż $\Pi$	0,2836 / 0,275
wydajność cieplna napędowa $\dot{Q}_g$ [kW]	99,7
wydajność chłodnicza $\dot{Q}_e$ [kW]	24,3
obciążenie skraplacza $\dot{Q}_c$ [kW]	124,0
współczynnik efektywności energetycznej $COP$	0,243

**Tab. 4.3** Wyniki obliczeń dla obiegu pracującego z izobutanem

R-600a	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100$ kW
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_g$	99,7
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_{g,RHX}$	90,3
ciepło wymienione w wymienniku regeneracyjnym	10,4
obliczone $COP$	0,243
obliczone $COP_{RHX}$	0,269
przyrost $COP$ : $\Delta COP = \frac{COP_{RHX} - COP}{COP} \cdot 100\%$	10,39

Aplikacja wymiennika regeneracyjnego pozwoliła uzyskać przyrost  $COP$  o 10%, i jest to efekt zmniejszenia ilości ciepła napędowego.

## Wyniki obliczeń dla R-1234ze(E)

**Tab. 4.4.** Parametry cieplno-przepływowe uzyskane dla zadanych parametrów roboczych

R-1234ze(E)	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100 \text{ kW}$
strumień masy pary napędowej $\dot{m}_g$ [kg/h]	1930
strumień masy pary zasysanej $\dot{m}_e$ [kg/h]	565,8
obliczony współczynnik zasysania $U$	0,293
obliczony / wymagany spręż $\Pi$	0,2563/ 0,252
wydajność cieplna napędowa $\dot{Q}_g$ [kW]	100,5
wydajność chłodnicza $\dot{Q}_c$ [kW]	23,3
obciążenie skraplacza $\dot{Q}_c$ [kW]	123,8
współczynnik efektywności energetycznej $COP$	0,232

**Tab. 4.5.** Wyniki obliczeń dla obiegu pracującego z R1234ze(E)

R-1234ze(E)	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100 \text{ kW}$
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_g$	100,5
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_{g,RHX}$	90,8
ciepło wymienione w wymienniku regeneracyjnym	10,7
obliczone $COP$	0,232
obliczone $COP_{RHX}$	0,257
przyrost $COP$ : $\Delta COP = \frac{COP_{RHX} - COP}{COP} \cdot 100\%$	10,6

Ponownie, kosztem zmniejszenia ilości ciepła napędowego, aplikacja wymiennika regeneracyjnego pozwoliła uzyskać przyrost  $COP$  o 10%.

## Wyniki obliczeń dla n-pentanu R-601

**Tab. 4.6.** Parametry cieplno-przepływowe uzyskane dla zadanych parametrów roboczych

R-601(n-pentan)	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100$ kW
strumień masy pary napędowej $\dot{m}_g$ [kg/h]	842
strumień masy pary zasysanej $\dot{m}_e$ [kg/h]	213
obliczony współczynnik zasysania $U$	0,253
obliczony / wymagany spręż $\Pi$	0,228/ 0,220
wydajność cieplna napędowa $\dot{Q}_g$ [kW]	98,9
wydajność chłodnicza $\dot{Q}_e$ [kW]	19,5
obciążenie skraplacza $\dot{Q}_c$ [kW]	118,4
współczynnik efektywności energetycznej $COP$	0,198

**Tab. 4.7.** Wyniki obliczeń dla obiegu pracującego z n-pentanem

R601(n-pentan)	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100$ kW
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_g$	98,9
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_{gX}$	88,1
ciepło wymienione w wymienniku regeneracyjnym	10,8
obliczone $COP$	0,198
obliczone $COP_{RHX}$	0,218
przyrost $COP$ : $\Delta COP = \frac{COP_{RHX} - COP}{COP} \cdot 100\%$	10,1

Wyniki obliczeń obiegu pracującego z n-pentanem wskazują, że aplikacja wymiennika ciepła pozwoli uzyskać przyrost  $COP$  na poziomie 10%.



## Wyniki obliczeń dla izopentanu R-601a

**Tab. 4.8.** Parametry cieplno-przepływowe uzyskane dla zadanych parametrów roboczych

R601a (izopentan)	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100 \text{ kW}$
strumień masy pary napędowej $\dot{m}_g$ [kg/h]	865,4
strumień masy pary zasysanej $\dot{m}_e$ [kg/h]	239,6
obliczony współczynnik zasysania $U$	0,310
obliczony / wymagany spręż $\Pi$	0,229/ 0,229
wydajność cieplna napędowa $\dot{Q}_g$ [kW]	95,4
wydajność chłodnicza $\dot{Q}_e$ [kW]	20,6
obciążenie skraplacza $\dot{Q}_c$ [kW]	116
współczynnik efektywności energetycznej $COP$	0,216

**Tab. 4.9.** Wyniki obliczeń dla obiegu pracującego z izopentanem

R-601a (izopentan)	
założone $\dot{Q}_g$	$\dot{Q}_g = 100 \text{ kW}$
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_g$	95,4
obliczone ciepło napędowe $\dot{Q}_{gX}$	84,5
ciepło wymienione w wymienniku regeneracyjnym	10,8
obliczone $COP$	0,216
obliczone $COP_{RHX}$	0,244
przyrost $COP$ : $\Delta COP = \frac{COP_{RHX} - COP}{COP} \cdot 100\%$	12,9

Wyniki obliczeń obiegu pracującego z n-pentanem wskazują, że aplikacja wymiennika ciepła pozwoli uzyskać przyrost  $COP$  na poziomie 13%.

## 4.4. Badania eksperymentalne poprawy efektywności energetycznej strumienicowego urządzenia chłodniczego

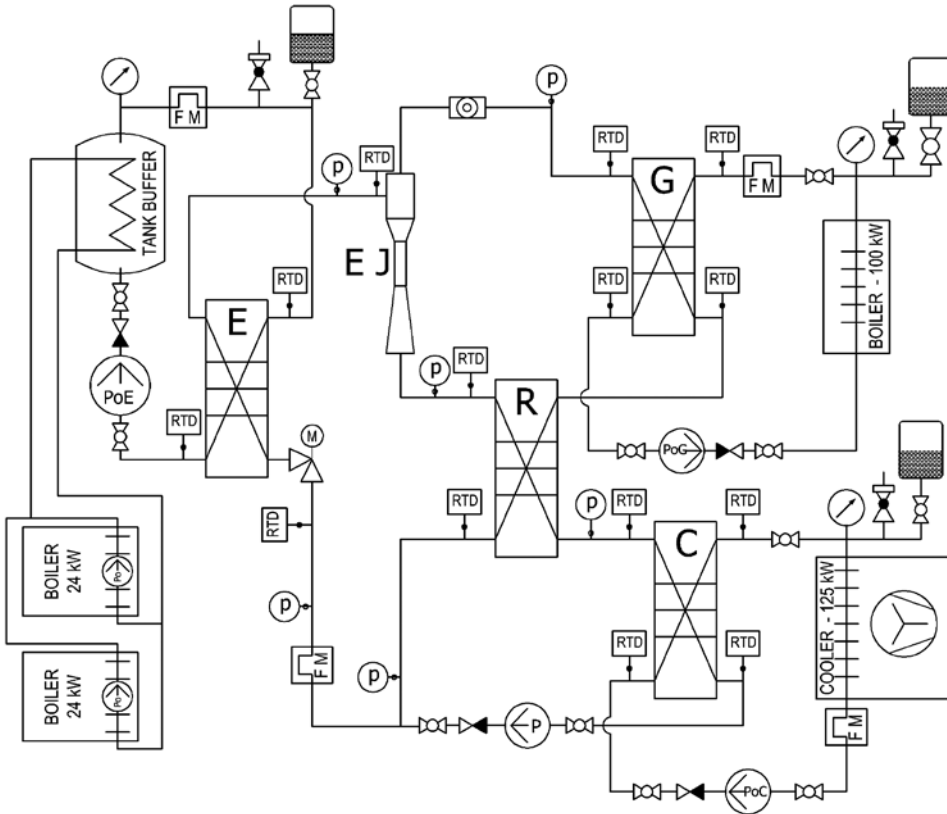
Badania wpływu regeneracyjnego wymiennika ciepła na pracę strumienicowego urządzenia chłodniczego przeprowadzone zostały na stanowisku badawczym w Laboratorium Zakładu Techniki Ciepłej i Chłodnictwa Politechniki Białostockiej. Schemat stanowiska badawczego pokazano na rysunku 4.20. Układ badawczy składa się z obiegu strumienicowego urządzenia chłodniczego oraz dodatkowych obiegów stanowiących źródła i odbiory ciepła. Obiegi cieczy pośredniczącej od strony obciążenia parownika i skraplacza pozwalają na automatyczną regulację zarówno mocy cieplnej, jak też strumienia cieczy dostarczanej do poszczególnych aparatów. W układzie zastosowano czynnik roboczy R-1234ze(E).

Obciążenie cieplne parownika uzyskuje się poprzez układ ergolidowy będący źródłem ciepła dla parownika. Aby czynnik chłodniczy mógł odparować w parowniku, należy dostarczyć odpowiednią ilość ciepła do układu badawczego. Jako nośnik ciepła zastosowano mieszaninę glikolu etylowego o nazwie handlowej Ergolid A. Jest to substancja z dodatkami uszlachetniającymi i inhibitorami poprawiającymi parametry eksploatacyjne płynu. Układ obciążenia cieplnego pozwala na płynną i precyzyjną regulację mocy. Podstawowymi elementami układu grzejnego są kotły elektryczne o całkowitej mocy grzewczej 48 kW oraz nagrzewnica cieczy. Zasobnikiem ergolidu jest zbiornik o pojemności 200 litrów zaizolowany cieplnie z wewnętrzną węzownicą spiralną o mocy 48 kW. Cały układ jest zaizolowany pianką poliuretanową otoczoną płaszczem z tworzywa sztucznego. Zabezpieczenie antykorozyjne stanowi emalia ceramiczna.

Układ odbioru ciepła ze skraplacza jest układem glikolowym, gdzie również zastosowano Ergolid A jako nośnik ciepła. Elementem chłodzącym układu, obniżającym temperaturę ogrzanego nośnika ciepła, jest chłodnica wentylatorowa. Obieg płynu pośredniczącego zapewnia pompa obiegowa wysokotemperaturowa TPE 32-230/2 RUUE firmy Grundfoss o zmiennym wydatku dzięki zastosowanej przetwornicy częstotliwości. W układzie zastosowano przepływomierz masowy Coriolisa do pomiaru strumienia masowego cieczy chłodzącej.

Źródłem ciepła napędowego zasilającego układ chłodniczy jest zespół grzałek elektrycznych o mocy 97 kW. Grzałki elektryczne podgrzewają wodę krążącą w obiegu pośrednim generatora pary do temperatury nieprzekraczającej 67°C. Obieg wody w układzie pośrednim wymuszony jest przez pompę membranową z napędem 3 kW/700 obr./min. Obieg wyposażony jest w przepływomierz masowy Coriolisa. Na króćcach przyłączeniowych wszystkich aparatów zainstalowano przetworniki

temperatury oraz przetworniki ciśnienia. Zastosowane rozwiązania i elementy obiegów pomocniczych pozwalają na zmianę parametrów pracy stanowiska w szerokim zakresie oraz na utrzymywanie zadanych parametrów. Ponadto instalacja laboratoryjna wyposażona jest w elementy odpowietrzające instalację, naczynie wzbiorcze oraz zawór bezpieczeństwa.



**Rys. 4.20.** Schemat stanowiska badawczego chłodniczych urządzeń strumieniowych: G – generator pary; C – skraplacz; E – parownik; EJ – strumienica parowa; R – regeneracyjny wymiennik ciepła; FM – przepływomierz masowy; M – zawór rozprężny; RTD – czujnik temperatury; p – przetwornik ciśnienia

Wyniki badań eksperymentalnych w zakresie pracy urządzenia strumieniowego można znaleźć w [15], gdzie pokazano charakterystyki robocze strumienicy oraz potencjalne możliwości wykorzystania tego typu układów do produkcji chłodu przy wykorzystaniu ciepła niskotemperaturowego. Wyniki prezentowane w niniejszym

rozdziale ukierunkowane są na wymiennik regeneracyjny i jego wpływ na efektywność energetyczną układu oraz na parametry robocze urządzenia.

### Badany wymiennik regeneracyjny

Jako regeneratory zastosowany został płytowy wymiennik ciepła **B35TM4x142/1P-SC-M 4xW76.1** [16]. Szczegóły dotyczące warunków pracy i konstrukcji wymiennika pokazano poniżej, na rysunku 4.21.

		Strona 1	Strona 2
<u>Warunki pracy</u>			
Ciecz / Steżenie		R1234ze / 0%	R1234ze / 0%
Temperatura wejściowa		45.00 °C	26.50 °C
Temperatura wyjściowa		31.00 °C	39.39 °C
Przepływ		0.70 kg/s	0.54 kg/s
<u>Płytowy wymiennik ciepła</u>			
Moc cieplna	9.76 kW		
Całkowita pow. wymiany ciepła	13.20 m <sup>2</sup>		
Średnia różnica temp.	5.02 K		
Obliczony spadek ciśnienia		2.62 kPa	0.05 kPa
Liczba kanałów		71	70
Liczba płyt	142		
Całkowity wsp. wymiany ciepła	150.00 W/m <sup>2</sup> ·°C		
Przewymiarowanie	4.00 %		
<u>Połączenia</u>			
Pozycje podłączeni	F1 45741 WELD CONN 76.1 NON-CASTED	P1	
	F2 45741 WELD CONN 76.1 NON-CASTED	P2	
	F3 45741 WELD CONN 76.1 NON-CASTED	P3	
	F4 45741 WELD CONN 76.1 NON-CASTED	P4	
	F5	P5	
	F6	P6	
Podłączenia WE	F2	F3	
Podłączenia WY	F4		
<u>Dane projektowe</u>			
Materiał płyt	AISI 316		
Ciśnienie robocze	47/38/72 bar		
Materiał lutownia	SS316 Plate, Copper filler		
Maks. ciśnienie robocze	135/225 °C		
Objętość pozostała cieczy		12.60 dm <sup>3</sup>	12.80 dm <sup>3</sup>
Długość (F+G)	335.00 mm		
Szerokość	243.00 mm		
Wysokość	393.00 mm		
Masa (pusty)	54.95 kg		
Masa (pełny)	55.32 kg		

Rys. 4.21. Wydruk z karty katalogowej badanego wymiennika

Współczynnik efektywności energetycznej  $COP$  zdefiniowany jest jako stosunek mocy chłodniczej uzyskany w urządzeniu do mocy napędowej pobranej przez urządzenie. Zależność tę przedstawia równanie (4.1). Zgodnie z tym równaniem źródłem napędowym dla układu jest suma mocy grzewczej dostarczonej do układu  $\dot{Q}_g$  i mocy elektrycznej wymaganej do zasilenia pompy obiegowej czynnika  $P_p$ . W literaturze dotyczącej badań układów strumieniowych można znaleźć infor-

macje, na podstawie których nie powinno się sumować mocy grzewczej i mocy elektrycznej. Dlatego współczynnik  $COP$  może być rozpatrywany oddzielnie, jako współczynnik efektywności termicznej  $COP_{th}$  i elektrycznej  $COP_{el}$  [17].

W niniejszej pracy nie rozdzielano współczynnika efektywności energetycznej na część termalną i elektryczną i współczynnik  $COP$  obliczono według równania (4.1). Zdecydowano się jednak na obliczenia współczynnika  $COP$  dla obu stron instalacji, tj. od strony czynnika chłodniczego  $COP_R$  oraz od strony nośnika ciepła  $COP_W$ :

$$COP_R = \frac{\dot{Q}_{e,R}}{\dot{Q}_{g,R} + P_p}, \quad (4.15)$$

$$COP_W = \frac{\dot{Q}_{e,W}}{\dot{Q}_{g,W} + P_p}. \quad (4.15b)$$

Zastosowane indeksy dolne  $R$  oraz  $W$  odnoszą się odpowiednio do czynnika chłodniczego oraz nośnika ciepła. Obliczenia mocy cieplnej poszczególnych wymienników wykonano na podstawie pomiarów temperatury  $t$  i ciśnienia  $p$  na wlocie i wylocie do wymienników dla obu przepływających mediów. Na podstawie pomiarów  $t$ ,  $p$  wyznaczona została entalpia właściwa przepływającego medium. Pomiaru temperatury dokonano z dokładnością do 0,2 K za pomocą czujników oporowych Pt100, zaś pomiaru ciśnienia z dokładnością 0,05 zakresu pomiarowego, tj. do 5 kPa. Przepływomierz Coriolisa został zastosowany do pomiaru strumienia masy. Dokładność pomiaru według producenta to 0,05 wartości zmierzonej. Moc napędowa pompy oszacowana została na podstawie pomiaru prądu. Podczas badań eksperymentalnych odnotowano, że wartość prądu zmieniała się w zakresie od 4,26 A do 4,77 A. Do obliczeń przyjęto wartość średnią  $I = 4,5$  A. Uzyskano:

$$P_p = \sqrt{3} \cdot U \cdot I \cdot \cos \varphi = \sqrt{3} \cdot 400 \cdot 4,5 \cdot 0,66 = 2,06 \pm 0,15 \text{ kW},$$

gdzie wartość  $\cos \varphi = 0,66$  odczytana została z tabliczki znamionowej silnika pompy.

Niedokładność pomiaru mocy elektrycznej oszacowano na 0,02 uzyskanej wartości, tj. 0,0412 kW.

Moc cieplna wymiennika  $\dot{Q}_{RHX}$  obliczona została według równania:

$$\dot{Q}_{RHX} = (\dot{m}_g + \dot{m}_e) \cdot (h_{in} - h_{out}), \quad (4.16)$$

gdzie entalpie właściwe przepływającego medium  $h = h(t,p)$  obliczono z równania stanu na podstawie pomiarów  $t$ ,  $p$ . Entalpia właściwa  $h_{in}$  odnosi się do wlotu pary czynnika roboczego do wymiennika, natomiast  $h_{out}$  do wylotu pary czynnika roboczego z wymiennika.

Z uwagi na brak możliwości pracy stanowiska z ominięciem wymiennika regeneracyjnego do oceny wpływu wymiennika regeneracyjnego na poprawę  $COP$  układu przyjęto założenie, że dla układu standardowego, tj. bez regeneracyjnego wymiennika ciepła,

moc wymiennika  $\dot{Q}_{\text{RHX}}$  musi być dodana do mocy cieplnej generatora pary. Wynika to z faktu, że to generator odpowiada za cały przyrost temperatury cieczy napędowej w układzie. W takim przypadku współczynnik  $COP$  układu może być obliczony jako:

$$COP_{st} = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{Q}_g + \dot{Q}_{\text{RHX}} + P_p}. \quad (4.17)$$

Zatem poprawa współczynnika  $\Delta COP$  może być obliczona jako:

$$\Delta COP_{\%} = \frac{COP - COP_{st}}{COP_{st}} \cdot 100\%. \quad (4.18)$$

Obliczenia przyrostu  $COP$  poprzez wymiennik regeneracyjny wykonano dla strony czynnika roboczego oraz dla strony nośnika ciepła. Przeprowadzone zostały dwie serie pomiarowe, dla zbliżonych warunków roboczych źródła napędowego i odmiennych warunków produkcji chłodu. Dla serii pomiarowej nr 1 temperatura odparowania ustalona była na około  $0^{\circ}\text{C}$ , natomiast dla drugiej serii pomiarowej odparowanie następowało w temperaturze około  $6^{\circ}\text{C}$ . Dla obu serii pomiarowych temperatura źródła napędowego to około  $58^{\circ}\text{C}$ . Badany układ pracował przy zmiennej temperaturze skraplania. Wyniki pomiarów dla obu serii pokazane zostały w tabelach 4.10–4.12. Jak widać w tabeli 4.10, dla ostatnich punktów pomiarowych nie udało się utrzymać na temperatury odparowania na stałym poziomie. Przyrost temperatury jest konsekwencją przyrostu ciśnienia odparowania dla wyższych temperatur skraplania. Jest to efekt charakterystyczny dla układów strumieniowych, dla których wzrost temperatury skraplania powyżej wartości krytycznej powoduje obniżenie się współczynnika zasysania, a tym samym ilości pary, jaką strumienica jest w stanie zassać z parownika.

**Tab. 4.10.** Parametry zewnętrzne układu chłodniczego dla 1 serii pomiarowej

seria pomiarowa 1					
generator pary napędowej		parownik		skraplacz	
$p_{gs}$	$t_{gs}$	$p_{es}$	$t_{es}$	$p_{cs}$	$t_{cs}$
MPa	$^{\circ}\text{C}$	MPa	$^{\circ}\text{C}$	MPa	$^{\circ}\text{C}$
1,225	58,3	0,220	-0,1	0,416	19,2
1,232	58,5	0,214	-0,8	0,476	23,5
1,221	58,1	0,207	-1,7	0,501	25,1
1,216	58,0	0,212	-1,2	0,506	25,5
1,231	58,5	0,260	4,6	0,539	27,6
1,234	58,6	0,270	5,7	0,549	28,2
1,257	59,3	0,325	11,1	0,600	31,3

**Tab. 4.11.** Parametry zewnętrzne układu chłodniczego dla 1 serii pomiarowej, cd.

seria pomiarowa 1							
generator pary napędowej				parownik			
$\dot{Q}_{gR}$	$\dot{Q}_{gW}$	$t_{Wgin}$	$t_{Wgout}$	$\dot{Q}_{cR}$	$\dot{Q}_{eW}$	$t_{WLin}$	$t_{WLOut}$
kW	kW	°C	°C	kW	kW	°C	°C
88,6	97,8	64,9	59,5	22,2	22,0	12,0	1,3
90,2	97,1	64,3	59,0	22,7	22,4	12,0	1,0
87,2	95,1	64,1	58,8	22,0	21,4	10,4	-0,2
85,7	94,0	64,1	58,9	21,6	20,4	10,3	0,2
85,4	94,8	64,7	59,5	15,2	15,7	13,9	6,4
84,9	94,7	64,9	59,6	13,7	13,1	13,6	7,3
83,5	95,2	68,2	62,9	5,7	2,2	13,2	11,7

Wyniki zapisane w tabeli 4.11 pokazują, że temperatura wody grzejnej na wlocie do wymiennika to 64°C. Nastąpił spadek temperatury wody o 5 K. Strumień ciepła  $\dot{Q}_{gW}$  przekazany od wody do pary czynnika roboczego zawiera się w zakresie 94–98 kW, natomiast czynnik roboczy odbiera od wody grzejnej  $\dot{Q}_{gR}$  od 83 kW do 90 kW. Ilość produkowanego przez układ chłodu to maksymalnie 22,7 kW, jednakże woda lodowa odebrała maksymalnie 22,4 kW. Dla serii pomiarowej nr 2 odnotowano, że średnia wartość temperatury w parowniku to 6,3°C.

**Tab. 4.12.** Parametry zewnętrzne układu chłodniczego dla 2 serii pomiarowej

seria pomiarowa 2					
generator pary napędowej		parownik		skraplacz	
$p_{gs}$	$t_{gs}$	$p_{cs}$	$t_{cs}$	$p_{cs}$	$t_{cs}$
MPa	°C	MPa	°C	MPa	°C
1,227	58,3	0,285	7,3	0,430	20,2
1,163	56,1	0,274	6,3	0,476	23,4
1,156	55,9	0,272	6,0	0,489	24,4
1,220	58,1	0,255	4,2	0,493	24,6
1,243	58,9	0,270	5,7	0,538	27,5
1,222	58,2	0,281	6,9	0,554	28,5
1,227	58,3	0,287	7,4	0,557	28,7
1,229	58,4	0,278	6,5	0,569	29,4

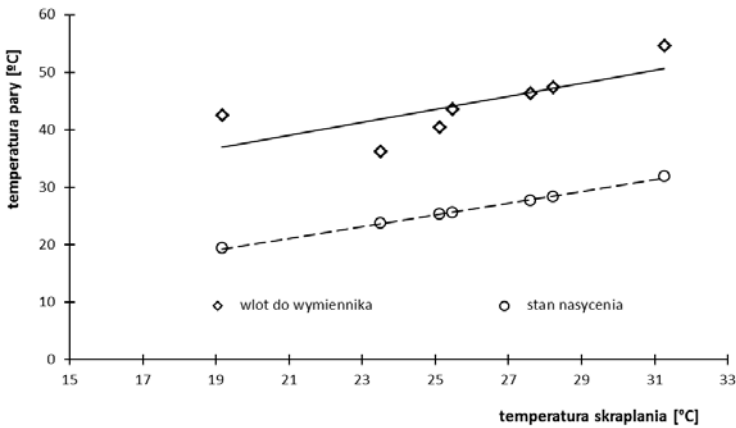
Tab. 4.13. Parametry zewnętrzne układu chłodniczego dla 2 serii pomiarowej, cd.

seria pomiarowa 2							
generator pary napędowej				parownik			
$\dot{Q}_{gR}$	$\dot{Q}_{gW}$	$t_{Wgin}$	$t_{Wgout}$	$\dot{Q}_{cR}$	$\dot{Q}_{cW}$	$t_{WLin}$	$t_{WLOut}$
kW	kW	°C	°C	kW	kW	°C	°C
85,0	93,3	63,9	59,1	35,6	31,2	14,7	7,6
86,2	91,6	61,8	57,5	35,6	30,5	15,1	7,8
85,7	90,8	61,5	57,2	35,2	29,8	14,7	7,5
86,2	95,0	64,7	59,8	32,0	31,1	15,6	5,8
86,5	95,7	65,6	60,6	27,4	26,2	15,2	7,0
85,0	93,3	63,9	59,1	12,4	11,9	12,6	8,9
83,8	95,2	65,9	60,9	15,6	13,7	12,8	8,5
83,6	93,0	64,4	59,6	8,8	8,3	11,4	8,8

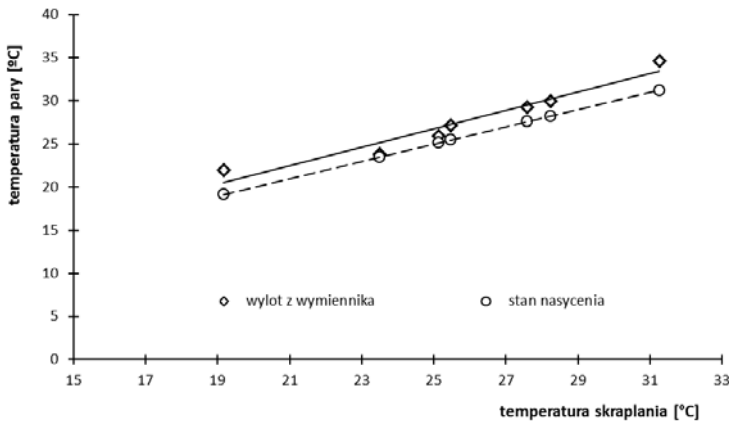
Temperatura wody grzejnej wahała się w granicach 61–66°C. Spadek temperatury ponownie równy był 5 K. Strumień ciepła  $\dot{Q}_{gW}$  przekazany od wody do pary czynnika roboczego zawierał się w zakresie 91–96 kW, natomiast czynnik roboczy odbierał od wody grzejnej  $\dot{Q}_{gR}$  od 83 kW do 86 kW. Ilość produkowanego przez układ chłodu to maksymalnie 35,6 kW, jednakże woda lodowa odebrała maksymalnie 31,2 kW.

Na rysunku 4.22 pokazano wartości temperatury, jakie uzyskane były na wylocie ze strumienicy, tj. na wlocie do regeneracyjnego wymiennika ciepła. Pokazano również wartości temperatury w warunkach nasycenia. Na podstawie prezentowanych wyników można oszacować, że dyspozycyjne przegrzanie pary, które można zagospodarować na potrzebę wstępnego podgrzewu cieczy sięga nawet 20 K. Przegrzanie pary wpływającej do wymiennika regeneracyjnego bierze się z dysypacji energii kinetycznej wewnątrz strumienicy. Powstająca fala uderzeniowa zamienia przepływ naddźwiękowy w poddźwiękowy, czemu towarzyszą silne procesy dysypacyjne. Z uwagi na prędkości pary w strumienicy, które mogą sięgać kilkudziesięciu metrów na sekundę, wymiary strumienicy oraz czas, w jakim zachodzą procesy wewnątrz strumienicy, można założyć, że jest to urządzenie adiabatyczne, zatem straty powstające w strumienicy objawiają się przyrostem temperatury pary z niej wypływającej. Wymiennik regeneracyjny „konsumuje” zatem niedoskonałości przemian zachodzących w strumienicy. Na rysunku 4.23 pokazano wartości temperatur na wyjściu z wymiennika regeneracyjnego w porównaniu do stanu nasycenia.





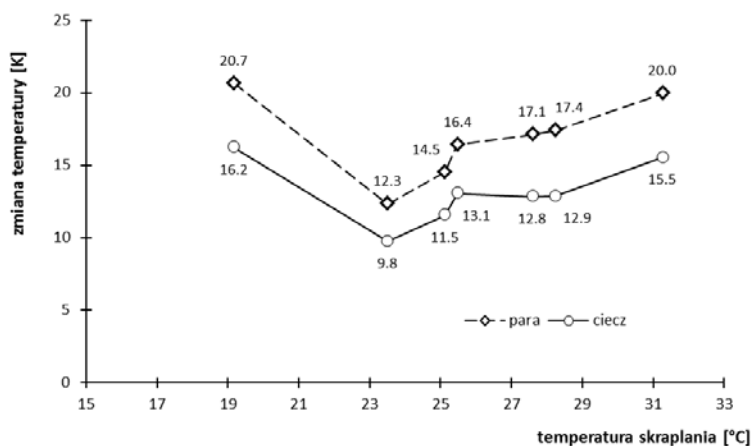
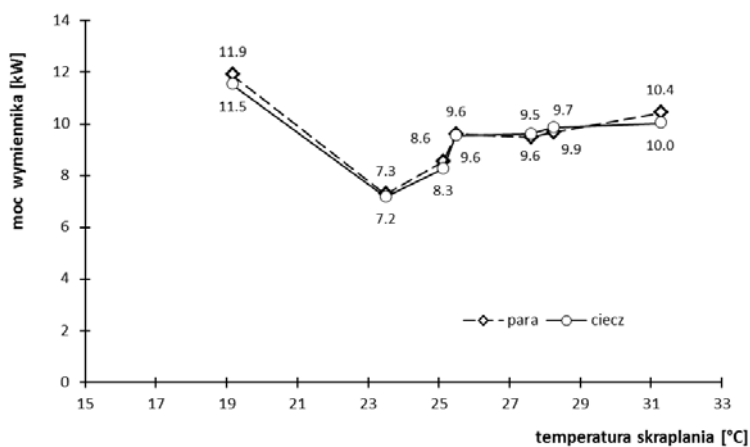
Rys. 4.22. Temperatura pary na wejściu do wymiennika regeneracyjnego (seria pomiarów nr 1)



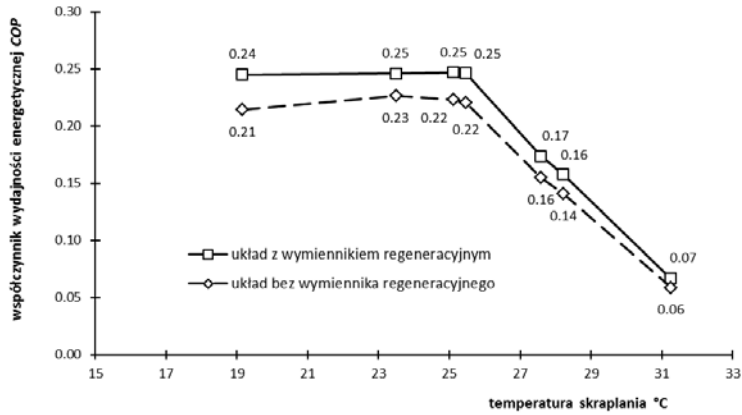
Rys. 4.23. Temperatura pary na wyjściu z wymiennika regeneracyjnego (seria pomiarów nr 1)

Wyniki wskazują na bardzo efektywną wymianę ciepła, gdyż para wypływająca z wymiennika ma temperaturę nieznacznie wyższą od warunków nasycenia. Oznacza to, że niemalże całe dostępne przegrzanie zostało wykorzystane na podgrzanie cieczy dostarczanej do generatora pary. Wartość zmiany temperatury cieczy i pary pokazano na rysunku 4.24. Wynika z niego, że para obniżyła temperaturę o 12–20 K, natomiast temperatura cieczy wzrosła o 10–16K.

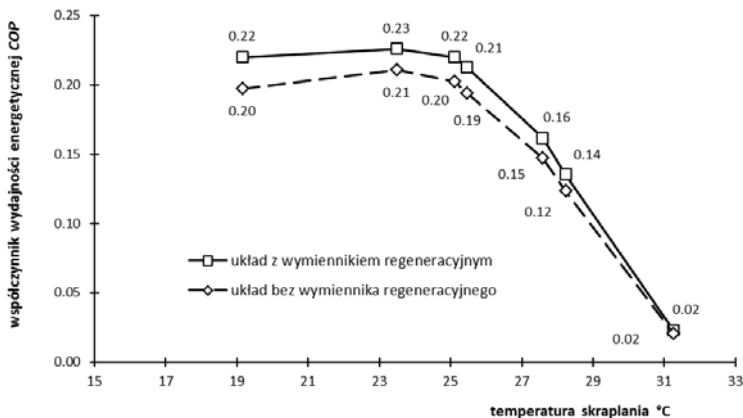
Moc wymiennika regeneracyjnego dla pierwszej serii pomiarowej pokazana została na rysunku 4.25. Moc przekazana od przegrzanej pary czynnika do cieczy waha się w granicach 7–12 kW, co stanowi od 8 do 14% mocy grzewczej doprowadzonej do generatora pary.

Rys. 4.24. Zmiana temperatury cieczy i pary w wymienniku *RHX* (seria pomiarów nr 1)Rys. 4.25. Moc wymiennika *RHX* (seria pomiarów nr 1)

Efekt zastosowania regeneracyjnego wymiennika ciepła na efektywność energetyczną urządzenia chłodniczego pokazano na rysunkach 4.26 i 4.27. Uzyskane wyniki przedstawione zostały oddzielnie dla strony czynnika roboczego i strony nośnika ciepła. Na rysunku 4.26 wykreślono wartości *COP* uzyskane dla różnych temperatur skraplania. Dla pierwszej serii pomiarowej współczynnik *COP* od strony czynnika roboczego osiągnął wartość maksymalną 0,25, co jest zgodne z oczekiwaniami i założeniami projektowymi.

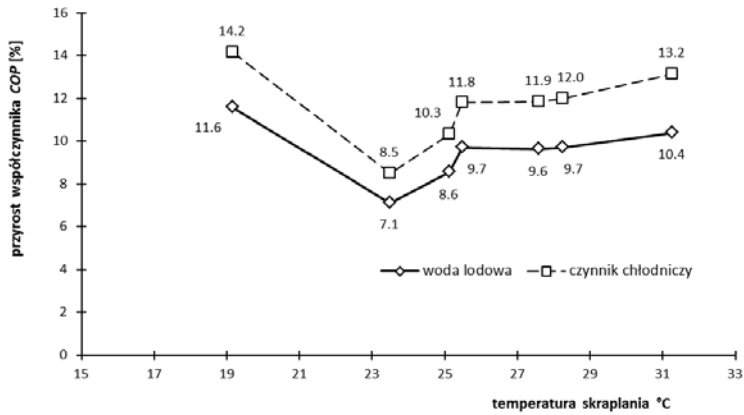


Rys. 4.26. Wartość współczynnika efektywności energetycznej  $COP$  po stronie czynnika roboczego dla różnych temperatur skraplania (seria pomiarów nr 1)



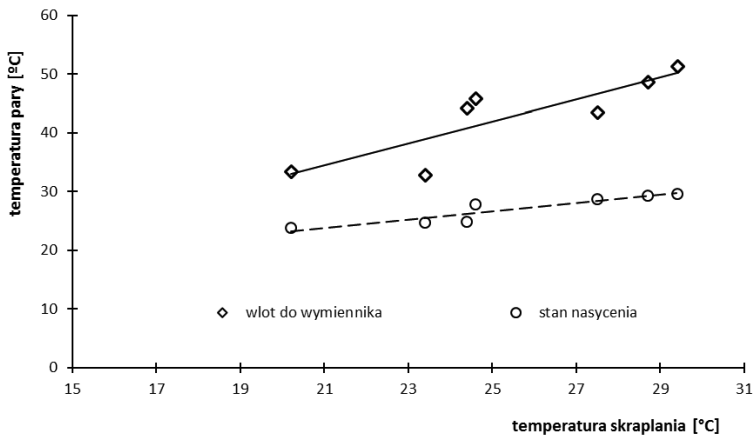
Rys. 4.27. Wartość współczynnika efektywności energetycznej  $COP$  po stronie czynnika roboczego dla różnych temperatur skraplania (seria pomiarów nr 1)

Wartości współczynnika  $COP$  układu liczonego dla strony nośnika ciepła pokazano na rysunku 4.27. Uzyskano maksymalną wartość 0,23. Procentowy przyrost  $COP$  poprzez zastosowanie wewnętrznej wymiany ciepła dla serii pomiarowej nr 1 widnieje na rysunku 4.28. Wyniki wskazują, że uzyskano przyrost od 8,5 do 14% liczony dla strony czynnika roboczego oraz od 7 do 12% liczony dla strony nośnika ciepła.



Rys. 4.28. Przyrost współczynnika COP na skutek wewnętrznej wymiany ciepła (seria pomiarów nr 1)

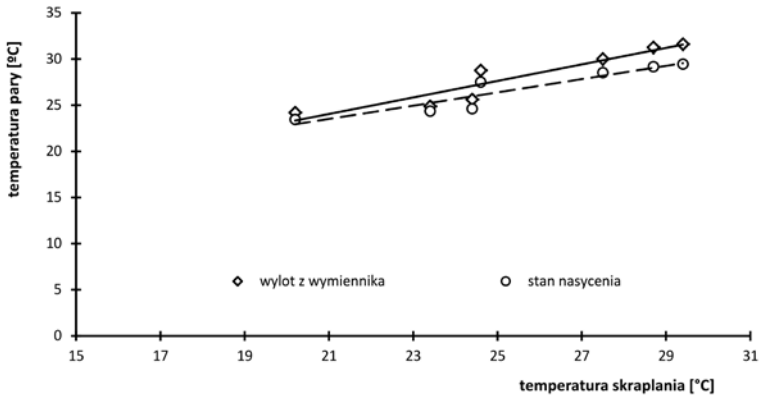
Wyniki uzyskane dla drugiej serii pomiarowej pokazano w sposób analogiczny do serii pomiarowej nr 1. Na rysunkach 4.29 i 4.30 pokazano temperaturę pary na wlocie i wylocie wymiennika regeneracyjnego. Wyniki wskazują, że dyspozycyjne przegrzanie pary wzrasta od około 10 K do około 25 K wraz ze wzrostem temperatury skraplania.



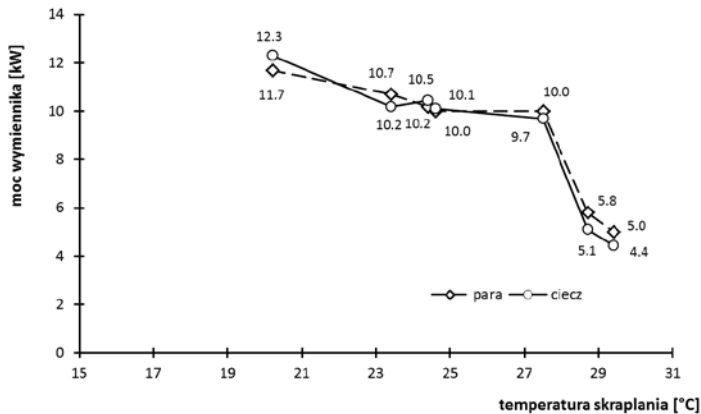
Rys. 4.29. Temperatura pary na wejściu do wymiennika regeneracyjnego (seria pomiarów nr 2)

Podobnie jak dla serii pierwszej uzyskuje się niemal całkowite wykorzystanie ciepła przegrzania pary na wzrost temperatury cieczy zasilającej generator. Jedynie dla najwyższych temperatur skraplania obserwuje się, że para na wyjściu z wymiennika pozostaje przegrzana o około 2–3 K. Moc wymiennika regeneracyjnego osią-

gnęła w drugiej serii pomiarowej do 12 kW. Zgodnie z rysunkiem 4.32 para obniżyła swoją temperaturę o wartości od 8 do 20 K, natomiast temperatura cieczy wzrosła o wartości od 8 do 18 K.



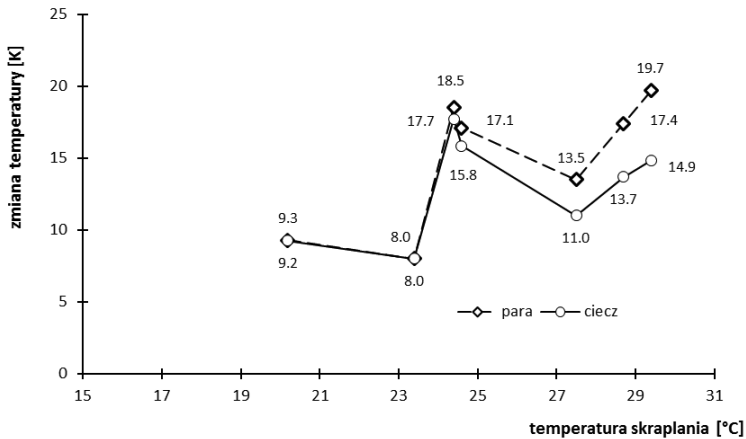
Rys. 4.30. Temperatura pary na wyjściu z wymiennika regeneracyjnego (seria pomiarów nr 2)



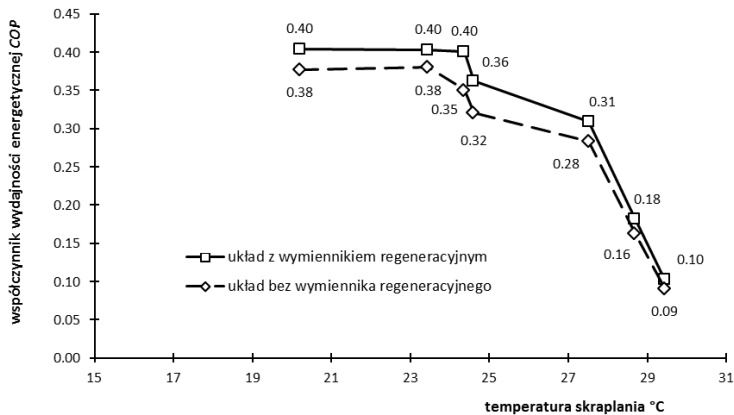
Rys. 4.31. Moc wymiennika regeneracyjnego (seria pomiarów nr 2)

Efekt zastosowania regeneracyjnego wymiennika ciepła na efektywność energetyczną urządzenia chłodniczego dla drugiej serii pomiarowej pokazano na rysunkach 4.33 i 4.34. Uzyskane wyniki przedstawione zostały oddzielnie dla strony czynnika roboczego i strony nośnika ciepła. Na rysunku 4.33 wykreślono wartości *COP* uzyskane dla różnych temperatur skraplania. Dla drugiej serii pomiarowej współczynnik *COP* od strony czynnika roboczego osiągnął wartość maksymalną 0,40. Dla układu bez wymiennika regeneracyjnego można oczekiwać współczynnika efektywności

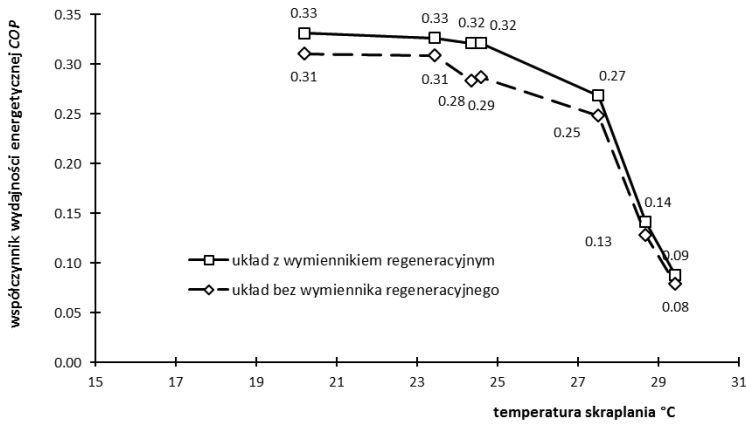
energetycznej maksymalnie 0,38. Wartości współczynnika  $COP$  układu liczonego dla strony nośnika ciepła pokazano na rysunku 4.34. Uzyskano maksymalną wartość 0,33. Procentowy przyrost  $COP$  poprzez zastosowanie wewnętrznej wymiany ciepła dla serii pomiarowej nr 1 pokazano na rysunku 4.35. Wyniki wskazują, że uzyskano przyrost od 6 do 14% liczony dla strony czynnika roboczego oraz od 7 do 12% liczony dla strony nośnika ciepła.



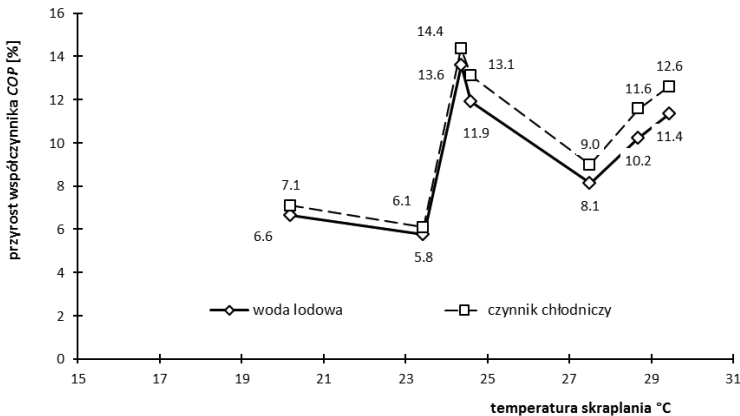
Rys. 4.32. Zmiana temperatury cieczy i pary wewnątrz wymiennika regeneracyjnego (seria pomiarów nr 2)



Rys. 4.33. Wartość współczynnika efektywności energetycznej  $COP$  po stronie czynnika roboczego dla różnych temperatur skraplania (seria pomiarów nr 2)



Rys. 4.34. Wartość współczynnika efektywności energetycznej  $COP$  po stronie czynnika roboczego dla różnych temperatur skraplania (seria pomiarów nr 2)



Rys. 5.35. Przyrost współczynnika  $COP$  na skutek wewnętrznej wymiany ciepła (seria pom. nr 2)

Analizując wyniki uzyskane podczas eksperymentu, warto odnieść się do wyników pokazanych w poprzednim podrozdziale, gdzie zaprezentowane zostały szacunkowe, oczekiwane wartości przyrostu  $COP$  poprzez zastosowanie wewnętrznej wymiany ciepła. Obliczenia te zostały wykonane na etapie projektu instalacji strumieniowego urządzenia chłodniczego pracującej na potrzebę produkcji chłodu z ciepła niskotemperaturowego, prezentowanego w niniejszym rozdziale. Należy zaznaczyć, że wyniki teoretyczne uzyskane dla czynnika R-1234ze(E) bardzo dobrze pokrywają się z wynikami eksperymentalnymi. Założono bowiem, że dla mocy napędowej na poziomie 100 kW uzyska się poprawę  $COP$  o około 10% (zob. tabela

4.5). Ponadto aplikacja wymiennika pozwoli obniżyć wartość mocy cieplnej napędowej o około 10 kW bez utraty mocy chłodniczej, której wymagana wartość to około 23 kW.

W tabeli 4.14 zestawiono pozostałe parametry charakteryzujące wymiennik regeneracyjny, takie jak efektywność wymiennika  $\varepsilon$ , współczynnik wnikania ciepła  $k$ ,  $NTU$  oraz spadek ciśnienia pary na wymienniku.

Uzyskane wyniki wyraźnie wskazują na bardzo dobrą efektywność regeneracyjnego wymiennika ciepła w zastosowaniu do wykorzystania ciepła przegrzania pary. Dla pierwszej serii pomiarowej uzyskano  $0,85 < \varepsilon < 0,97$ , dla drugiej natomiast  $0,90 < \varepsilon < 0,95$ . Parametr  $NTU$  dla obu serii mieści się w zakresie 3 i 4. Obliczone współczynniki wnikania ciepła mieszczą się w zakresie  $150 < k < 230 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$ .

Tab. 4.14. Wyniki obliczeń parametrów charakteryzujących wymiennik regeneracyjny

seria pomiarowa nr 1					seria pomiarowa nr 2				
$t_{cs}$	$\varepsilon$	$k$	$NTU$	$\Delta p$	$t_{cs}$	$\varepsilon$	$k$	$NTU$	$\Delta p$
°C		W/ ( $\text{m}^2 \times \text{K}$ )		kPa	°C		W/ ( $\text{m}^2 \times \text{K}$ )		kPa
19,2	0,881	172,1	3,906	3,3	20,2	0,92	236,4	4,79	3,9
23,6	0,972	191,8	4,261	3,0	23,5	0,926	228,4	4,766	3,6
25,2	0,949	184,7	4,118	2,8	24,4	0,94	214,3	4,483	3,5
25,5	0,907	166,4	3,736	2,7	24,7	0,949	152,6	3,173	3,2
27,7	0,909	158	3,703	2,4	27,6	0,9	195	4,088	3,0
28,3	0,908	161,6	3,824	2,3	28,5	0,9	157,1	3,639	2,5
31,3	0,853	149	3,719	11,5	28,7	0,9	162,7	3,801	2,4
					29,5	0,9	171,9	4,455	2,0

Należy zaznaczyć, że jak dotąd w literaturze nie prezentowano wyników pracy wymiennika z czynnikiem R-1234ze(E). Warto zauważyć również, że badany wymiennik charakteryzuje się bardzo niewielkimi oporami przepływu. Jest to zagadnienie kluczowe z punktu widzenia pracy strumienicy gazowej, gdyż zanim para trafi do skraplacza, musi przepłynąć przez wymiennik. Dodatkowe opory przepływu negatywnie wpływają na współczynnik zasysania strumienicy. Dlatego istotne jest, aby projektując instalację, zachować minimalne opory przepływu po stronie tłocznej strumienicy.



## Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono wyniki autorskich prac analitycznych i eksperymentalnych w zakresie możliwości poprawy współczynnika efektywności energetycznej COP chłodniczego układu strumienicowego. Przeprowadzone badania mogą być uznane za nowatorskie, gdyż w literaturze nie ma dostępnych prac w tym zakresie, poza pracami opublikowanymi przez autora niniejszej monografii.

Analizie poddano dwa urządzenia strumienicowe małej i średniej mocy: jedno o mocy chłodniczej  $\dot{Q}_e$  około 0,8 kW pracujące z czynnikiem naturalnym, izobutanem, i drugie o mocy chłodniczej  $\dot{Q}_e$  około 25 kW pracujące z czynnikiem syntetycznym R-1234ze(E). Oba czynniki charakteryzują się niskimi wartościami współczynnika  $GWP$  i spełniają restrykcyjne wymagania stawiane przez Rozporządzenia [2]. Oba testowane urządzenia zasilane były ciepłem niskotemperaturowym i mogą mieć zastosowanie jako urządzenia chłodnicze w klimatyzacji. W badaniach urządzenia pracującego z izobutanem jako parametr zmienny przyjęto temperaturę parowania, natomiast w badaniach urządzenia pracującego z R-1234ze(E) parametrem zmiennym była temperatura skraplania. W obu przypadkach urządzenia pracowały przy stałej temperaturze pary napędowej. Założenia dotyczące utrzymywania parametrów napędowych na stałym poziomie wynikają z warunków zasilania układu. Analizowane urządzenia strumienicowe mają bowiem pracować przy zasilaniu ciepłem niskotemperaturowym pochodzącym z różnych źródeł. Uzyskane wyniki wskazują na to, że zastosowanie wymiennika regeneracyjnego do wykorzystania ciepła przegrzania pary opuszczającej strumienicę jest zasadne. Zarówno prace analityczne, jak i eksperymentalne pokazały, że wymiennik regeneracyjny poprawia współczynnik efektywności energetycznej o wartość sięgającą kilkunastu procent. Wynik badań eksperymentalnych potwierdziły przy tym wyniki uzyskane z analiz teoretycznych, uzyskując bardzo dobrą zgodność pomiędzy wynikami teoretycznymi i eksperymentalnymi.

Prace eksperymentalne wykazały również, że wymiennik regeneracyjny nie ma negatywnego wpływu na pozostałe parametry pracy układu. Opory przepływu stawiane przez wymiennik są znikomo małe. Dla urządzenia małej mocy opory te nie przekraczały 1 kPa, dla urządzenia średniej mocy było to około 2–3 kPa. Wpływ oporów przepływu na moc pompy obiegowej jest marginalny. Dla izobutanu wpływ ten został zbadany wprost, uzyskano przyrost mocy o 0,1 punkta procentowego. Warto dodać, że moc pobrana przez pompę stanowiła mniej niż 1% mocy napędowej doprowadzonej do generatora pary, dla R-1234ze(E) było to około 3%. Z uwagi na niski koszt inwestycyjny związany z niewielką modernizacją urządzenia oraz brak zasadniczego wpływu wymiennika na pozostałe parametry pracy proponowana metoda może być uznana za zasadną i racjonalną. Analizy teoretyczne przepro-

wadzone dla czynników n-pentan i izopentan również pokazały, że zastosowanie *RHX* pozwoli uzyskać przyrost *COP* na poziomie około 10%. Można zatem ocenić, że prezentowane wyniki mają dużą wartość aplikacyjną.

## Literatura

1. Rozporządzenie Komisji (UE) nr 1253/2014 z dnia 7 lipca 2014 r. w sprawie wykonania Dyrektywy Parlamentu Europejskiego i Rady 2009/125/WE w odniesieniu do wymogów dotyczących ekoprojektu dla systemów wentylacyjnych.
2. Rozporządzenie Komisji (UE) nr 517/2014 z dnia 16 kwietnia 2014 r. w sprawie fluorowanych gazów cieplarnianych i uchylecia rozporządzenia (WE) nr 842/2006.
3. Śmierciew, K., Butrymowicz, D., Karwacki, J. (2008), Analiza obiegów termodynamicznych urządzeń strumienicowych. Część III, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* 12 (154), 502–508.
4. Paliwoda, A. *Urządzenia chłodnicze strumienicowe*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1971.
5. Huang, B.J., Chang, J.M., Wang, C.P., Petrenko, V.A. (1999), A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration* 22, s. 354–364.
6. PTC MathCAD Prime v.3.0, 2015.
7. Bell, I.H., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V., (2014), Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp, *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53, no.6, 2498–2508.
8. Buecker, D., Wagner, W. (2006), Reference Equations of State for the Thermodynamic Properties of Fluid Phase n-Butane and Isobutane, *J. Phys. Chem. Ref. Data* 35(2), 929–1019.
9. Butrymowicz, D., Śmierciew, K., Karwacki, J. (2014), Investigation of internal heat transfer in ejection refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration* 40, 131–139.
10. McLinden, M.O., Kazakov, A.F, Brown, J.S., Domanski, P. A. (2014), A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants, *International Journal of Refrigeration* 38, 80–92.
11. Butrymowicz, D. Gagan, J., Śmierciew, K. (2015), Opracowanie innowacyjnego rozwiązania układu do produkcji chłodu (wody lodowej) z zastosowaniem strumienicowego urządzenia chłodniczego, raport z Etapu I projektu finansowanego przez EDF Polska (2014–2016), Umowa C3Z1400127/2014.

12. Akasaka, R. (2010), An application of the extended corresponding states model to thermodynamic property calculations for trans-1,3,3,3-tetrafluoropropene (HFO-1234ze(E)), *International Journal of Refrigeration* 33, 907–914.
13. Span, R., Wagner, W. (2003), Equations of State for Technical Applications. II. Results for Nonpolar Fluids, *Int. J. Thermophys.* 24 (1), 41–109.
14. Lemmon, E., Span, R., (2006), Short Fundamental Equations of State for 20 Industrial Fluids, *J. Chem. Eng. Data*, 51 (3), 785–850.
15. Śmierciew, K., Gagan, J., Butrymowicz, D., Łukaszuk, M., Kubiczek, H. (2017), Experimental investigation of the first prototype ejector refrigeration system with HFO-1234ze(E), *Applied Thermal Engineering* 110, 115–125.
16. Karta katalogowa wymiennika, SWEP.
17. Šarevski, M.N., Šarevski, V.N. *Water (R718) Turbo Compressor and Ejector Refrigeration / Heat Pump Technology*, 1st Ed., 2016, Butterworth-Heinemann, Cambridge, USA, 180–183.

## 5. Badania minikanałowego wymiennika ciepła

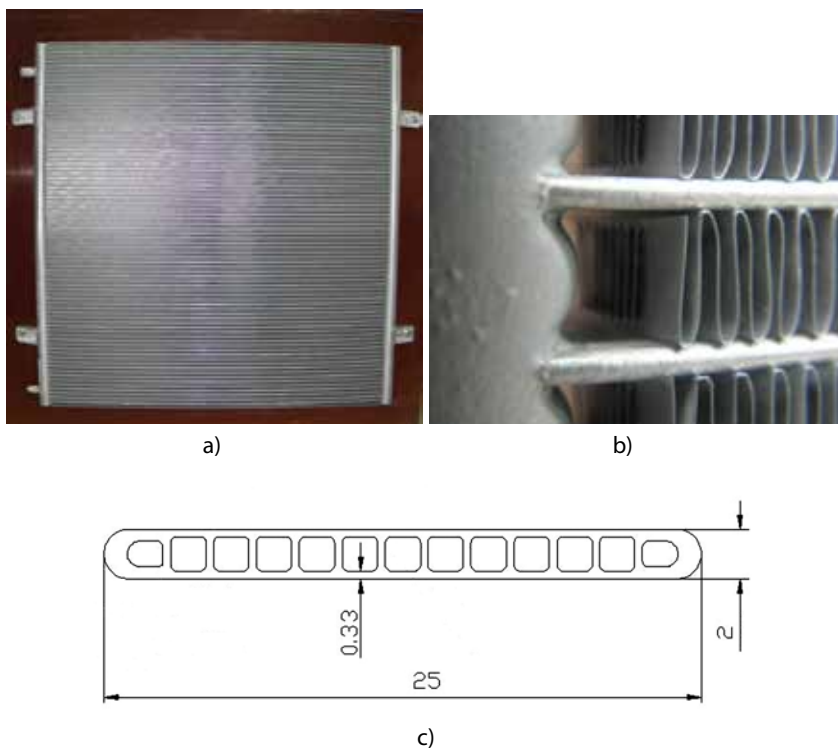
Efektom realizacji polityki ograniczania emisji szkodliwych substancji do otoczenia jest konieczność stosowania czynników naturalnych w układach chłodniczych. Właściwości cieplne stosowanych naturalnych czynników chłodniczych są jedną z przyczyn słabej wymiany ciepła. Ponadto czynniki naturalne należą do płynów palnych i wybuchowych. Dlatego kluczowe z eksploatacyjnego punktu widzenia staje się rozwiązanie pozwalające na zastosowanie minimalnej, wymaganej do prawidłowej pracy układu, ilości czynnika roboczego w układzie chłodniczym. Doskonałym rozwiązaniem jest w tym przypadku zastosowanie wymienników minikanałowych. Wymienniki takie pozwalają na osiąganie wysokich współczynników wnikania ciepła. Są przy tym bardzo kompaktowe i posiadają jednocześnie dużą objętościową pojemność cieplną [1,2]. Zaletą takiego rozwiązania jest bez wątpienia minimalizacja napełnienia układu czynnikiem chłodniczym. Jednak zastosowanie minikanałowych wymienników ciepła w stacjonarnych urządzeniach chłodniczych nie należy do rozwiązań standardowych. Dodatkowym aspektem podkreślającym konieczność badań jest zastosowanie czynnika naturalnego wewnątrz wymiennika. Zagadnienie to w ujęciu eksperymentalnym jest bardzo rzadko poruszane w profesjonalnej literaturze.

W rozdziale przedstawiono wybrane wyniki prac badawczych, na podstawie których określony został współczynnik wnikania ciepła oraz wyznaczone zostały opory przepływu dla wymiennika minikanałowego. W badaniach zastosowano propan jako czynnik roboczy.

### 5.1. Stanowisko badawcze

#### **Badany wymiennik minikanałowy**

W badaniach wykorzystano lamelowy wymiennik ciepła typu czynnik roboczy – powietrze. W zależności od celu badania w układzie chłodniczym wymiennik pełnił rolę parownika lub skraplacza. Na rysunku 5.1a przedstawiono widok badanego wymiennika i pokazano sposób zamocowania go do płyty nośnej. Badany wymiennik wykonany jest z aluminiowych rurek o wymiarach  $25 \times 2$  mm, wewnątrz których znajduje się 13 minikanałów. Połączenie kolektorów i końców rurek tworzy cztery sekcje, złożone odpowiednio z 33, 24, 14 i 6 rurek. Rozwinięcie powierzchni wymiany ciepła po zewnętrznej stronie wymiennika stanowią żebra o wysokości 9 mm w odstępach poziomym 1,5 mm. Wymiana ciepła po stronie powietrza dodatkowo intensyfikowana jest poprzez odpowiednio ukształtowane nacięcia, widoczne na rysunku 5.1b. W tabeli 5.1 zamieszczono charakterystyczne dane wymiennika minikanałowego.

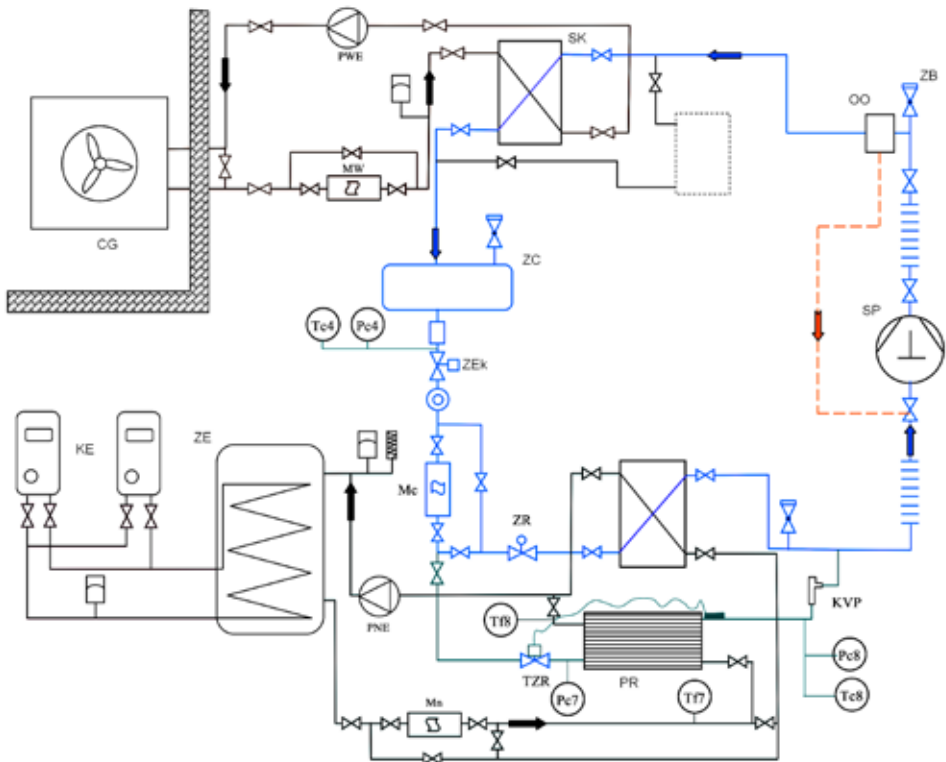


**Rys. 5.1.** Wymiennik minikanalowy użyty w badaniach: a) widok z przodu, b) widok kanałów z uźebrowaniem, c) geometria przekroju rurki minikanalowej

**Tab. 5.1** Charakterystyka badanego wymiennika

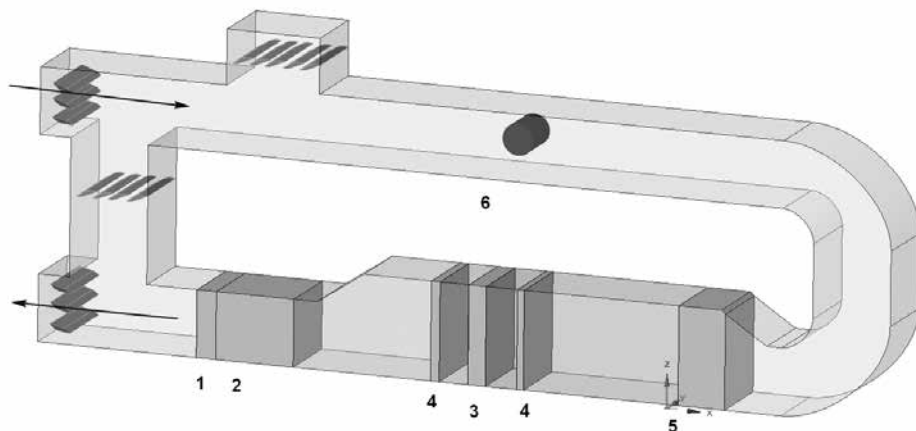
Cecha	Wartość
Liczba rurek	77
Wysokość uźebrowania	9 mm
Grubość uźebrowania	0,14 mm
Odległość pomiędzy żebrami	1,5 mm
Wymiar przekroju rurki	25,4 mm x 2 mm
Liczba rurek w sekcji	33, 24, 14, 6
Szerokość wymiennika (z kolektorami)	860 mm
Wysokość wymiennika	855 mm
Średnica kolektorów	25 mm
Ciśnienie robocze	14 bar

Stanowisko do badania wymienników chłodniczych zostało zbudowane na bazie autonomicznego propanowego układu chłodniczego z obciążeniem cieplnym dolnego i górnego źródła ciepła (rys. 5.2). Jako nośnik ciepła zastosowano glikol propylenowy. Stanowisko umożliwia zasilanie czynnikiem chłodniczym zewnętrznych wymienników ciepła stanowiących obiekt badań eksperymentalnych, w tym przypadku skraplacza bądź parownika. Powietrze dostarczane do wymiennika przepływa przez kanał, w którym kontroluje się parametry powietrza. Szkic kanału laboratoryjnego pokazano na rysunku 5.3. Do pomiaru temperatur w charakterystycznych punktach układu zastosowano czujniki temperatury Pt100. Pomiaru ciśnienia dokonano za pomocą przetworników typu IS20 z wyjściem prądowym 4–20 mA. Pomiar strumienia masy płynów roboczych był dokonywany za pomocą przepływomierzy masowych Coriolisa.



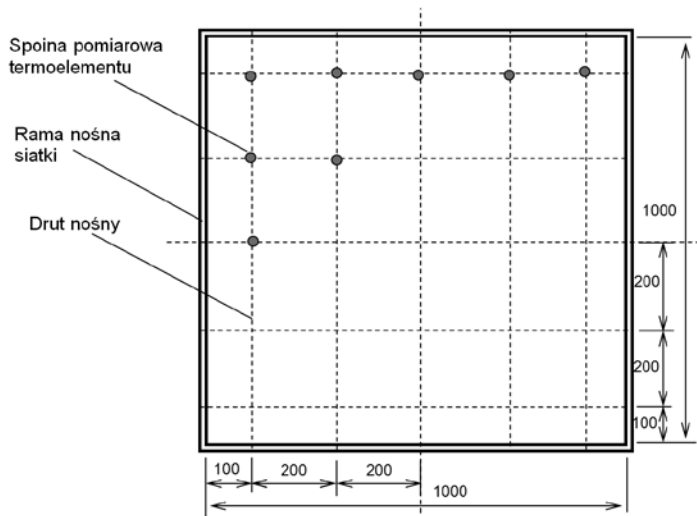
**Rys. 5.2.** Schemat ideowy stanowiska badawczego: SP – sprężarka; OO – odolejacz; ZB – zawór bezpieczeństwa; SK – skraplacz; ZC – zbiornik cieczy; ZEK – zawór elektromagnetyczny; Mc, Mw, Mn – przepływomierze; ZZR – elektroniczny zawór rozprężny; PR – parownik; KE – kotły elektryczne; ZE – zasobnik ergolidu; CG – chłodziwa glikolu; PNE, PWE – pompy

Kanał powietrzny wykonany jest ze standardowych elementów wentylacyjnych. Część badawcza kanału posiada przekrój o wymiarach  $1000 \times 1000$  mm, a pozostała –  $630 \times 630$  mm. Stanowisko spoczywa na wspólnej ramie nośnej i wyposażone jest w czerpnię, wyrzutnie i przepustnice. Strumień powietrza regulowany jest za pomocą wentylatora promieniowego zasilanego przetwornicą częstotliwości. Temperatura powietrza w kanale stabilizowana jest dzięki zastosowaniu nagrzewnicy/chłodnicy powietrza pracującej w układzie pośrednim. Układ chłodniczy został wykonany z dwóch podukładów chłodniczych zbudowanych na bazie sprężarek typu *scroll* o wydajności chłodniczej 15 kW każda. Na tym stanowisku mierzy się strumień masy oraz wilgotność powietrza, ciśnienie powietrza za badanym wymiennikiem oraz spadek ciśnienia na wymienniku. Mierzy się również rozkład temperatury powietrza na wlocie i wylocie badanego wymiennika. Do tego celu stosuje się siatkę złożoną z 25 termoelementów rozmieszczonych co 20 cm.



**Rys. 5.3.** Szkic kanału laboratoryjnego do badania wymienników ciepła typu czynnik – powietrze: 1 – filtr, 2 – wentylator, 3 – siatka termopar, 4 – badany wymiennik, 5 – chłodnica/nagrzewnica, 6 – pomiar wydatku powietrza

Ramy siatek temperaturowych zostały wykonane z profilu aluminiowego. Siatka pomiarowa została wykonana z drutu o średnicy 0,5 mm. Na styku przecinających się drutów siatki zainstalowano końcówki termopar. Do pomiaru temperatur użyto termoelementów typu K. Schemat rozmieszczenia czujników oraz widok siatki termoelementów w przekroju kanału pokazano na rysunku 5.4. Przygotowany wymiennik został umieszczony w kanale badawczym pomiędzy siatkami temperaturowymi, na których umieszczono uprzednio wycechowanie czujniki termoelektryczne. Siatki temperaturowe umieszczono w odległości 30 cm przed i za badanym wymiennikiem.



Rys. 5.4. Geometria siatki temperaturowej

## 5.2. Metodyka badawcza

Znajomość wartości współczynników wnikania ciepła  $\alpha$  jest bardzo ważnym elementem na etapie projektowania wymiennika ciepła czy jego analizy, pozwala bowiem na stworzenie najlepszych warunków wymiany ciepła, określenie gabarytów oraz odpowiedniej konstrukcji wymiennika. Wyznaczenie średnich współczynników wnikania ciepła po obu stronach ścianki oddzielającej czynniki wymieniające ciepło najczęściej odbywa się poprzez instalację termopar mierzących temperaturę ścianki. W przypadku wymienników minikanałowych pomiar temperatury staje się wyjątkowo trudny. Ważne jest bowiem, aby pomiar wykonywany był jako bezinwazyjny. Jednym ze sposobów wyznaczenia średniego współczynnika wnikania ciepła  $\alpha$ , który nie wymaga pomiaru temperatury wewnątrz wymiennika, jest metoda Wilsona. W oryginalnej postaci została zaproponowana dla pomiaru współczynnika  $\alpha$  w okrętowych skraplaczach pary lub podgrzewaczach wody. Od tego czasu przeszła ona kilka modyfikacji związanych z zaawansowanymi technikami pomiaru oraz dostępnymi w chwili obecnej statystycznymi metodami numerycznymi.

Przy wykonywaniu badań eksperymentalnych wnikania ciepła dla wymiennika minikanałowego pracującego jako skraplacz i parownik zastosowano metodę Wilsona w postaci zbliżonej do metody zmodyfikowanej przez Briggsa i Younga [3] oraz



Butrymowicza [4] – metodę Wilsona z dwoma współczynnikami. Polega ona na wyznaczaniu indywidualnych oporów cieplnych na podstawie znanego oporu całkowitego:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_i} \frac{D_o}{D_i} + R + \frac{1}{\alpha_o}, \quad (5.1)$$

gdzie opór cieplny rury oblicza się z zależności:

$$R = \frac{1}{2\lambda_r} D_o \ln(D_o/D_i). \quad (5.2)$$

Wartości współczynników wnikania ciepła po obu stronach ścianki są nieznanne. W metodzie przyjmuje się właściwe dla danego przypadku wymiany ciepła zależności na wielkości:  $\alpha_i$  oraz  $\alpha_o$ . Zależności na współczynniki wnikania ciepła zawierają nieznanne stałe. Istota metody polega na wyznaczeniu tychże stałych dla warunków odpowiadających procesom występującym na stanowisku badawczym. Najczęściej w metodzie Wilsona wykorzystuje się regresję liniową, co pozwala na wyznaczenie jedynie dwóch stałych.

Elementami składowymi całkowitego oporu przepływu ciepła są: opór wnikania ciepła po stronie wrzącego czynnika, opór przewodnictwa cieplnego materiału rury oraz opór wnikania ciepła po stronie schładzanego powietrza. Całkowity opór może być nazwany oporem przenikania ciepła. Wielkość tę można wyznaczyć na podstawie pomiarów strumienia ciepła pobranego przez wrzący czynnik chłodniczy i oddanego przez ochładzane powietrze, temperatury powietrza na wlocie do chłodnicy i wylocie z chłodnicy, a także temperatury wrzącego czynnika (średniej temperatury nasycenia).

Powietrze atmosferyczne omywające wymiennik umieszczony w kanale tunelu pomiarowego traktuje się jako wilgotne. W trakcie przepływu powietrza przez wymiennik po stronie powietrza nie występują przemiany fazowe. Jeśli do wymiennika dopływa wilgotne powietrze nienasycone, to można strumień ciepła przekazywany po tej stronie określać w oparciu o strumień masy i przyrost entalpii powietrza wilgotnego definiowanej w odniesieniu do jednostki masy takiego powietrza. Wówczas entalpię powietrza wilgotnego dla obliczenia jej przyrostu wyraża się za pomocą ciepła właściwego powietrza wilgotnego  $c_{p,pw}$  i różnicy temperatury powietrza  $\Delta t$ . Stąd do wyznaczania strumienia ciepła przejmowanego przez powietrze omywające wymiennik zastosowano wzór:

$$\dot{Q}_{pw} = \dot{m}_{pw} c_{p,pw} \Delta t, \quad (5.3)$$

gdzie ciepło właściwe mieszaniny powietrza wilgotnego  $c_{p,pw}$  oblicza się jako wielkość średnią z ciepł właściwych składników (powietrza suchego i pary wodnej).

Warto przy tym zaznaczyć, że podejście takie zmniejsza błąd pomiaru, gdyż strumień masy powietrza wilgotnego  $\dot{m}_{pw}$  jest mierzony bezpośrednio.

Strumień ciepła wymieniany przez czynnik chłodniczy określa się wzorem:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_R \Delta h, \quad (5.4)$$

gdzie  $\dot{m}_R$  jest strumieniem masy czynnika mierzony w sposób bezpośredni, a  $\Delta h$  zmianą entalpii właściwych czynnika chłodniczego. Wartości entalpii właściwych uzyskano z równania stanu [5] dla zmierzonych parametrów termodynamicznych czynnika chłodniczego – temperatury i ciśnienia.

### 5.3. Pomiary wzorcujące średniego współczynnika wnikania ciepła

Badania wymiany ciepła w wymienniku minikanałowym poprzedzone były badaniami wzorcującymi. Konieczność przeprowadzenia badań wzorcujących jest podyktowana trudnościami technicznymi związanymi z pomiarami temperatur wewnątrz wymiennika, jak również pojawiającą się wewnątrz kanału przemianą fazową. Przemiana fazowa może zachodzić w części wymiennika i w obszarach przegrzewu pary lub dochłodzenia wartości współczynniki wnikania ciepła przyjmują różne wartości. W celu wyeliminowania lub ograniczenia tych zjawisk pomiary wzorcujące przeprowadza się na wymienniku typu powietrze-woda. W trakcie badań wzorcujących wewnątrz wymiennika minikanałowego pompowana jest woda o zadanej temperaturze wlotowej oraz zadany wydatek, zaś w kanale powietrznym zadaje się stały wydatek powietrza o stałych parametrach wlotowych. Parametry powinny zostać tak dobrane, aby temperatura powierzchni wymiennika po stronie powietrza była wyższa od temperatury punktu rosy.

Zakłada się, że współczynnik wnikania ciepła po stronie zewnętrznej (tj. powietrza dla analizowanego minikanałowego wymiennika ciepła) jest opisany wzorem Dittusa i Boeltera:

$$\text{Nu}_o = C_o \text{Re}_o^{0,80} \text{Pr}_o^{0,40}. \quad (5.5)$$

W powyższej zależności liczba Reynoldsa  $\text{Re}_o$  obliczana jest następująco:

$$\text{Re}_o = \frac{w_o D_{ho}}{\nu_o}, \quad (5.6)$$

gdzie prędkość przepływu powietrza:

$$w_o = \frac{\dot{V}_o}{A_o}, \quad (5.7)$$

zaś  $A_o$  jest polem przekroju poprzecznego wymiennika po stronie powietrza,  $D_{ho}$  jest średnicą hydrauliczną dla przepływu powietrza przez wymiennik. Własności powietrza, w tym także liczba Prandtla  $Pr_o$ , są obliczane dla średniej temperatury równej:

$$t_{om} = \frac{t_{oi} - t_{oo}}{\ln \frac{t_{oi}}{t_{oo}}}, \quad (5.8)$$

gdzie  $t_{oi}$  i  $t_{oo}$  to temperatura na wlocie i wylocie wymiennika po zewnętrznej stronie kanału. Dla przepływu rozwiniętego hydraulicznie oraz termicznie w przewodach gładkich stała w równaniu (5.5) wynosi  $C_o = 0,023$ . W analizowanym przypadku stała ta przybiera inną wartość, bowiem powietrze przepływa przez nieregularny kanał. Wartość tejże stałej zostanie ustalona z zastosowaniem metody Wilsona.

Po stronie czynnika chłodniczego następuje przemiana fazowa, wobec czego należy zastosować do opisu wnikania ciepła właściwe zależności dla danej przemiany fazowej.

W proponowanej metodzie przyjęto, że do równania (5.5) stosuje się kompleks materiałowo-geometryczny  $\Psi_o$ , który równy jest:

$$\Psi_o = \frac{\lambda}{D_h} Re_o^{0,80} Pr_o^{0,40}, \quad (5.9)$$

gdzie  $D_h$  jest średnicą hydrauliczną, a  $\lambda$  współczynnikiem przewodzenia ciepła powietrza. Zatem współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza dany jest równaniem:

$$\alpha_o = C_o \Psi_o. \quad (5.10)$$

Korzystając z odpowiednich dla analizowanej przemiany fazowej zależności, wprowadzając kompleks materiałowo-geometryczny  $\Psi_i$ , uzyskuje się zależność na współczynnik wnikania ciepła po stronie czynnika chłodniczego w postaci:

$$\alpha_i = C_i \Psi_i. \quad (5.11)$$

Do wyznaczenia pozostaje zatem wartość stałej  $C_i$ .

Całkowity opór przenikania ciepła od strony czynnika chłodniczego do powietrza można wyznaczyć na podstawie wykonanych pomiarów strumienia ciepła, temperatury powietrza na dlocie i wylocie z wymiennika oraz temperatury pary. Zależność na opór cieplny wyraża się w postaci:

$$\frac{1}{k} = \frac{A \Delta T_m}{\dot{Q}}, \quad (5.12)$$

gdzie  $\Delta T_m$  jest średnią logarytmiczną różnicą temperatury płynów,  $k$  – współczynnikiem przenikania ciepła,  $\dot{Q}$  – strumieniem ciepła. Przejęto tutaj, że jest to strumień ciepła po stronie czynnika roboczego, gdyż mierzony jest on dokładniej, tj.:  $\dot{Q} = \dot{Q}_i$ ,  $A$  jest polem powierzchni wymiany ciepła. Należy zaznaczyć, że współczynniki wnikania ciepła pary nie posiadają stałej wartości i zmieniają się wzdłuż przepływu, zwłaszcza po stronie przemiany fazowej.

Przyjęto średnią różnicę temperatur równą:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_i - \Delta T_o}{\ln \frac{\Delta T_i}{\Delta T_o}}, \quad (5.13)$$

gdzie: różnicę temperatur  $\Delta T_i$  oraz  $\Delta T_o$  oblicza się jako  $\Delta T_i = T_{ii} - T_{oi}$ ,  $\Delta T_o = T_{io} - T_{oo}$ .

Wzór na średnią logarytmiczną różnicę temperatur obowiązuje ściśle tylko dla stałej wartości tego współczynnika. W badaniach eksperymentalnych wyznacza się jednak średnią jego wartość dla całego wymiennika. Wobec tego uzyskuje się:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{C_i} \frac{1}{\Psi_i} \frac{A_o}{A_i} + R + \frac{1}{C_o} \frac{1}{\Psi_o}, \quad (5.14)$$

gdzie  $R$  jest oporem przewodnictwa cieplnego przez materiał ścianki, konsekwentnie indeks „i” dotyczy wnętrza kanału, zaś „o” strony zewnętrznej. Zależność powyższą można przekształcić do postaci następującej:

$$\left( \frac{1}{k} - R \right) \frac{A_i}{A_o} \Psi_i = \frac{1}{C_i} + \frac{1}{C_o} \frac{\Psi_i}{\Psi_o} \frac{A_i}{A_o}. \quad (5.15)$$

W badaniach utrzymuje się stałą wartość  $\Psi_o$  – równanie (5.9). Przyjmując oznaczenia:

$$Y = \left( \frac{1}{k} - R \right) \frac{A_i}{A_o} \Psi_i, \quad (5.16)$$

$$X = \frac{\Psi_i}{\Psi_o} \frac{A_i}{A_o}, \quad (5.17)$$

otrzymuje się:

$$Y = \frac{1}{C_i} + \frac{1}{C_o} X. \quad (5.18)$$

Wielkości  $X$  oraz  $Y$  można obliczyć w oparciu o zmierzone wartości temperatur, ciśnień oraz strumieni mas. W badaniach najistotniejsza jest wartość stałej  $C_p$ , pozwalająca na obliczenie współczynnika wnikania ciepła po stronie czynnika chłodniczego.

**Tab. 5.2.** Średnie wartości parametrów roboczych wykorzystanych do badań wzorcujących

$t_{\text{wody,wlot}}$ [°C]	$t_{\text{wody,wylot}}$ [°C]	$m_{\text{wody}}$ [kg/s]	$m_{\text{pow.}}$ [kg/s]	$t_{\text{pow,wlot}}$ [°C]	$t_{\text{pow,wylot}}$ [°C]
15,8	22,2	0,137	1,253	24,5	22,0
15,8	22,3	0,135	1,249	24,6	22,1
15,8	22,5	0,121	1,257	24,5	22,2
15,8	22,6	0,127	1,258	24,7	22,2
15,9	22,6	0,116	1,266	24,5	22,3
16,0	22,8	0,109	1,267	24,6	22,4
16,0	22,9	0,109	1,253	24,7	22,5
16,0	23,0	0,099	1,224	24,6	22,6
16,0	23,0	0,099	1,246	24,5	22,6
16,1	23,2	0,092	1,261	24,7	22,8
16,1	23,1	0,087	1,277	24,6	22,7
16,2	23,3	0,077	1,256	24,6	22,8
16,2	23,3	0,078	1,263	24,6	22,9
16,2	23,5	0,064	1,262	24,6	23,2
16,2	23,4	0,066	1,250	24,5	23,1
16,0	22,0	0,150	1,255	24,6	21,8
16,0	22,1	0,141	1,241	24,5	21,9
15,9	21,7	0,164	1,279	24,6	21,6
15,9	21,7	0,165	1,278	24,6	21,6

W tabeli. 5.2 zestawiono wartości średnie parametrów roboczych wody i powietrza wykorzystanych do badań wzorcujących wymiennik minikanalowy. W tabeli 5.2 wykazano, że temperatura powietrza na wlocie i wylocie z kanału stanowi wartość uśrednioną z siatki temperatur, które zostały pokazane dla przykładowego punktu pomiarowego w tabelach 5.3a i 5.3b. Mapy barwne pola temperatur dla tego przykładu pokazano na rysunku 5.5.

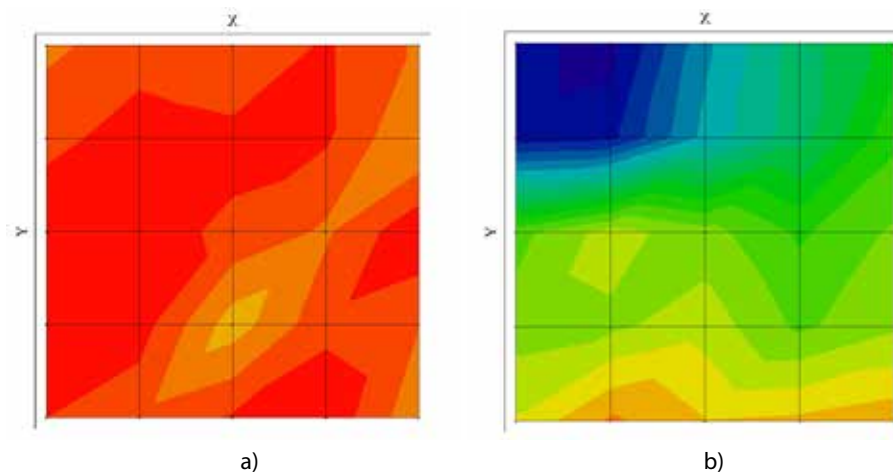
Niezmiennosc parametrów powietrza wpływającego do kanału pomiarowego obrazuje rysunek 5.6.

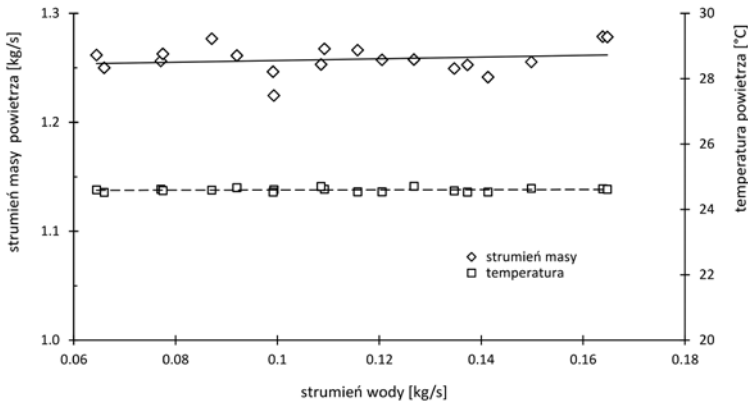
**Tab. 5.3a.** Siatka temperatur powietrza na wlocie do kanału pomiarowego dla punktu pomiarowego nr 6

	$t_{i,1}$	$t_{i,2}$	$t_{i,3}$	$t_{i,4}$	$t_{i,5}$
$t_{1,j}$	24,4	24,6	25,0	24,9	24,7
$t_{2,j}$	24,6	24,9	24,8	24,9	24,5
$t_{3,j}$	24,4	24,8	24,7	24,0	24,8
$t_{4,j}$	24,8	24,8	24,4	24,6	24,9
$t_{5,j}$	24,4	24,1	25,0	24,4	24,2

**Tab. 5.3b** Siatka temperatur powietrza na wylocie z kanału pomiarowego dla punktu pomiarowego nr 6

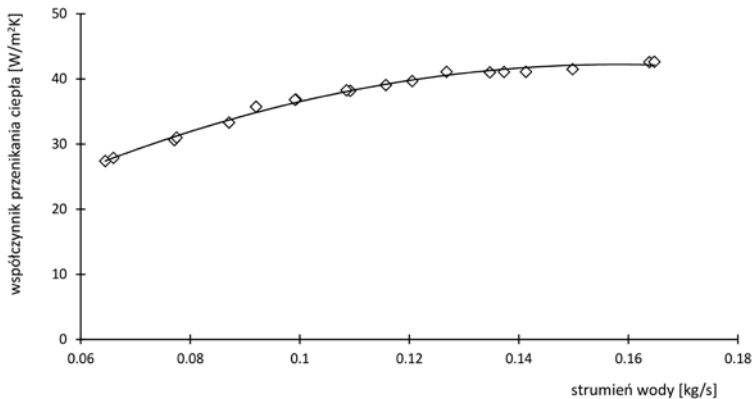
	$t_{i,1}$	$t_{i,2}$	$t_{i,3}$	$t_{i,4}$	$t_{i,5}$
$t_{1,j}$	20,0	20,0	22,9	23,1	23,6
$t_{2,j}$	19,7	20,1	23,4	23,2	24,2
$t_{3,j}$	20,9	21,1	23,1	23,5	23,9
$t_{4,j}$	21,7	21,7	22,7	22,9	23,9
$t_{5,j}$	22,3	22,6	23,0	23,2	24,1

**Rys. 5.5.** Mapy barwne temperatury powietrza: (a) na wlocie, (b) na wylocie kanału zgodnie z tabelą 5.3a i 5.3b – obie mapy wyskalowane są w zakresie 19°C–25°C



Rys. 5.6. Strumień masy i temperatura powietrza wpływającego do kanału pomiarowego

Dla punktów pomiarowych z tabeli 5.2 obliczono wartości współczynników przenikania ciepła (rys. 5.7).

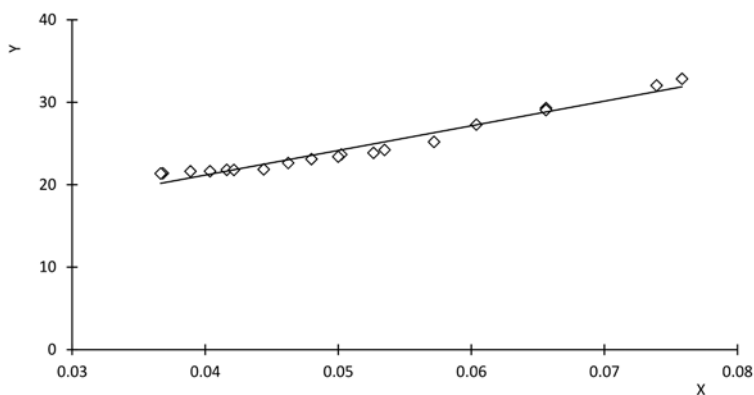


Rys. 5.7. Wartości współczynników wnikania ciepła pomiarów wzorcujących w funkcji strumienia masy wody dla badanego wymiennika minikanałowego

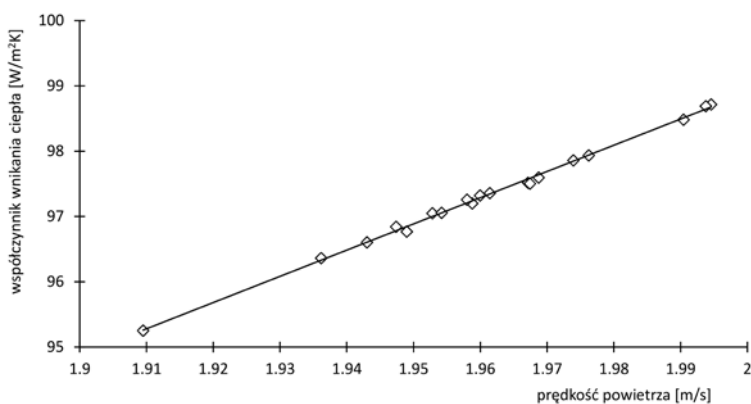
Wraz ze wzrostem strumienia masy przepływającej wody obserwuje się wzrost współczynnika przenikania ciepła, który rośnie od 27 W/(m²×K) dla  $\dot{m}_{\text{wody}} = 0,064$  kg/s do 42 W/(m²×K) dla  $\dot{m}_{\text{wody}} = 0,165$  kg/s.

Na tej podstawie dokonano pomiarów współczynników wnikania ciepła po stronie powietrza w badanym wymienniku minikanałowym z zastosowaniem pośredniej metody Wilsona.

W badaniach uzyskano:  $C_o = 0,10831$ . Wykres Wilsona przedstawiono na rysunku 5.8.



Rys. 5.8. Wykres Wilsona dla badanego wymiennika minikanalowego woda-powietrze



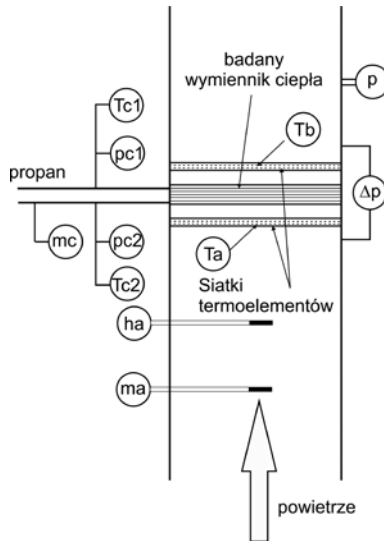
Rys. 5.9. Współczynnik wnikania ciepła po stronie powietrza w funkcji prędkości przepływu powietrza

Wartości współczynników wnikania ciepła od strony powietrza przedstawione na rysunku 5.9 odniesione są do powierzchni rozwiniętej. Uzyskane wartości  $\alpha_o$  około  $100 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$  można ocenić jako nadzwyczaj wysokie. Są one wynikiem specyficznej geometrii ożebrowania żaluzjowego, które prowadzi do znacznej intensyfikacji wnikania ciepła.



## 5.4. Wyniki badań eksperymentalnych skraplacza minikanalowego

W przeprowadzonych badaniach wymiennik minikanalowy został zastosowany jako skraplacz czynnika chłodniczego. Wymiennik był zasilany parami czynnika z instalacji chłodniczej. Na potrzeby badania skraplacza przygotowany został układ pomiarowy, który przedstawiono na rysunku 5.10.



**Rys. 5.10.** Schemat stanowiska do badania skraplacza minikanalowego:  $\dot{m}_c$  – strumień masowy czynnika;  $\dot{m}_a$  – strumień masowy powietrza;  $h_a$  – wilgotność względna powietrza;  $T_a, T_b$  – rozkład temperatur na wlocie i wylocie z wymiennika ciepła;  $p$  – ciśnienie statyczne powietrza w kanale;  $\Delta p$  – spadek ciśnienia na wymienniku;  $T_{c1}, T_{c2}$  – temperatury czynnika na wlocie i wylocie z wymiennika;  $p_{c1}, p_{c2}$  – ciśnienia czynnika na wlocie i wylocie z wymiennika

Podczas badań utrzymano stałą temperaturę powietrza wlotowego i wydatku powietrza przepływającego przez wymiennik w kanale powietrznym oraz utrzymano stałe ciśnienia skraplania/parowania propanu w badanym wymienniku. Podczas pomiaru zmiennym parametrem był strumień masy propanu przepływający przez wymiennik.

Z uwagi na dużą liczbę zarejestrowanych pomiarów nie prezentuje się ich w postaci tabelarycznej, lecz graficznej. Przykładową siatkę temperaturową dla punktu pomiarowego nr 26 pokazano w tabeli 5.4a i 5.4b. Mapy barwne pola temperatur dla tego przykładu pokazano na rysunku 5.5. Niezmiennosc parametrów powietrza

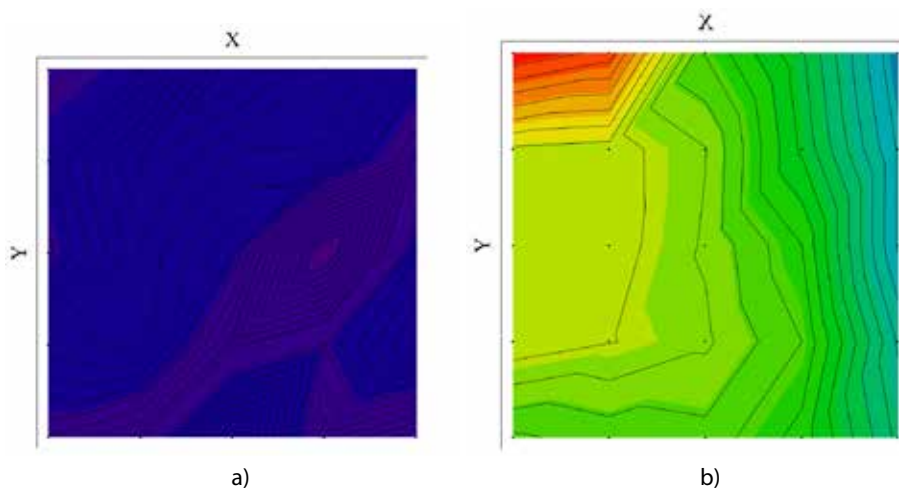
dopływającego do kanału badawczego podczas badań skraplacza minikanałowego przedstawiono na rysunku 5.12.

**Tab. 5.4a.** Siatka temperatur powietrza na wlocie do kanału pomiarowego dla punktu pomiarowego nr 26

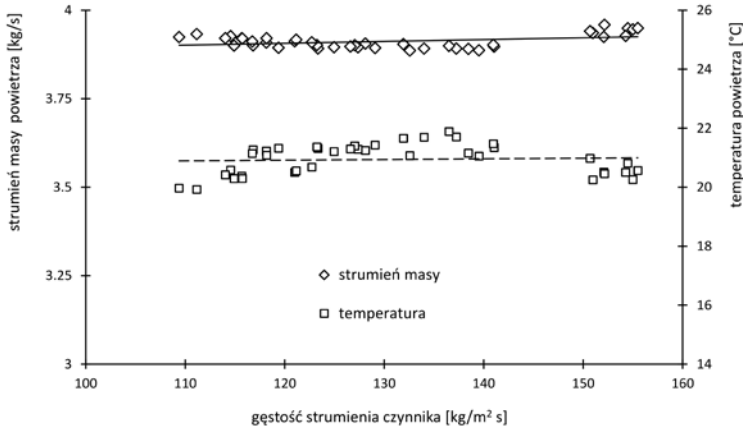
	$t_{i,1}$	$t_{i,2}$	$t_{i,3}$	$t_{i,4}$	$t_{i,5}$
$t_{1,j}$	21,2	21,3	21,2	21,4	21,2
$t_{2,j}$	21,3	21,6	21,5	21,5	21,0
$t_{3,j}$	21,7	21,4	21,3	21,0	21,7
$t_{4,j}$	21,5	21,4	20,5	21,2	21,1
$t_{5,j}$	21,3	21,1	21,3	21,5	20,9

**Tab. 5.4b.** Siatka temperatur powietrza na wylocie z kanału pomiarowego dla punktu pomiarowego nr 26

	$t_{i,1}$	$t_{i,2}$	$t_{i,3}$	$t_{i,4}$	$t_{i,5}$
$t_{1,j}$	32,7	29,8	29,8	29,8	28,1
$t_{2,j}$	32,2	29,7	29,7	29,5	28,4
$t_{3,j}$	28,2	29,0	29,0	29,1	28,5
$t_{4,j}$	26,6	26,9	27,8	28,2	27,6
$t_{5,j}$	24,1	24,4	24,4	25,3	25,6



**Rys. 5.11.** Mapy barwne temperatury powietrza: (a) na wlocie, (b) na wylocie kanału, zgodnie z tabelą 5.4a i 5.4b – obie mapy wyskalowane są w zakresie 20°C–33°C



Rys. 5.12. Strumień masy i temperatura powietrza wpływającego do kanału pomiarowego

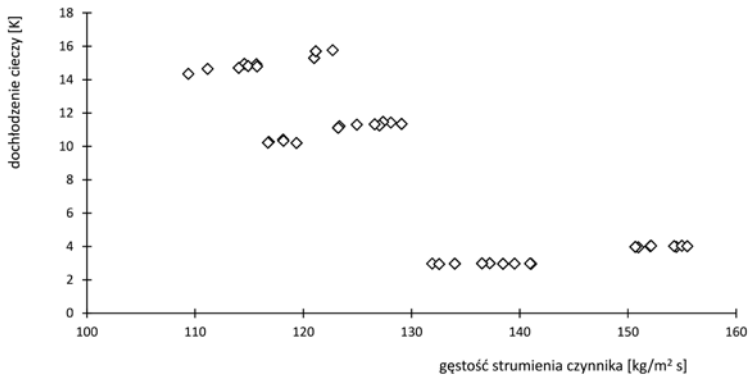
Wartość średnią współczynnika wnikania ciepła po stronie skraplanej pary można wyznaczyć za pomocą rozdzielenia całkowitego oporu przenikania ciepła na opory składowe. W tym celu wykorzystuje się uzyskaną z badań wzorcowych wartość współczynnika wnikania ciepła po stronie powietrznej  $\alpha_o$ .

Średni współczynnik po stronie skraplanej pary  $\alpha_i$  może być zatem wyznaczony z równania:

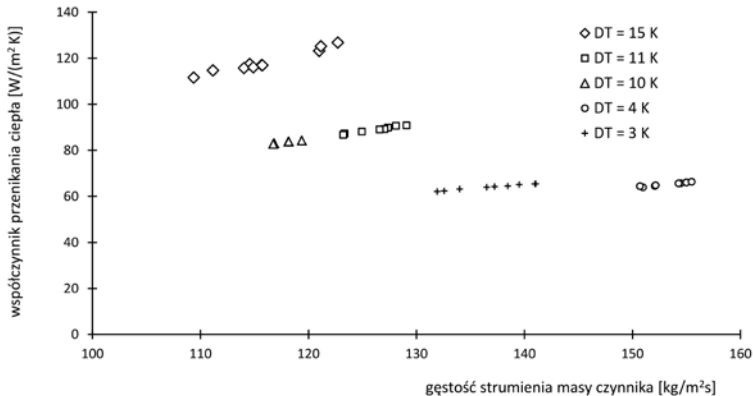
$$\alpha_i = \frac{A_o}{A_i} \left[ \frac{1}{k} - R - \frac{1}{C_o \Psi_o} \right]^{-1} \quad (5.19)$$

Rezultaty uzyskane dla skraplacza minikanalowego przedstawiono na rysunkach 5.14 ÷ 5.16.

Pomimo tego, że starano się utrzymać niezmiennie parametry powietrza na wlocie do kanału, w którym powietrze ochładza skraplacz, niewielkie wahania temperatury powietrza, jak również zmiana ilości przepływającego czynnika przyczyniły się do tego, że obserwuje się różne wartości dochłodzenia cieczy opuszczającej skraplacz (rys. 5.13). Wyniki zostały pogrupowane według wartości dochłodzenia cieczy czynnika. Dochłodzenie cieczy zmieniało się od 15 K do 3–4 K.

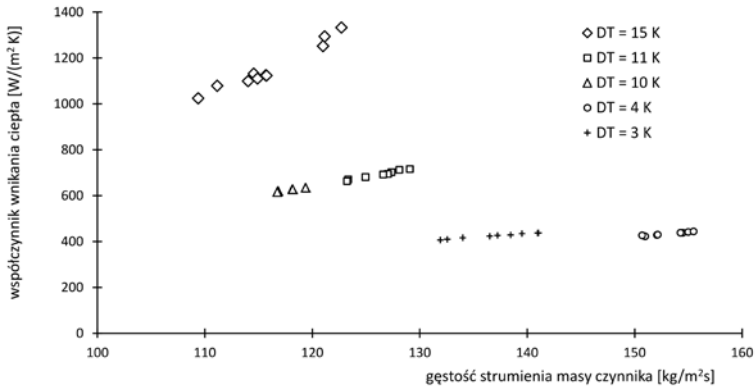


Rys. 5.13. Dochłodzenie cieczy w funkcji gęstości strumienia czynnika

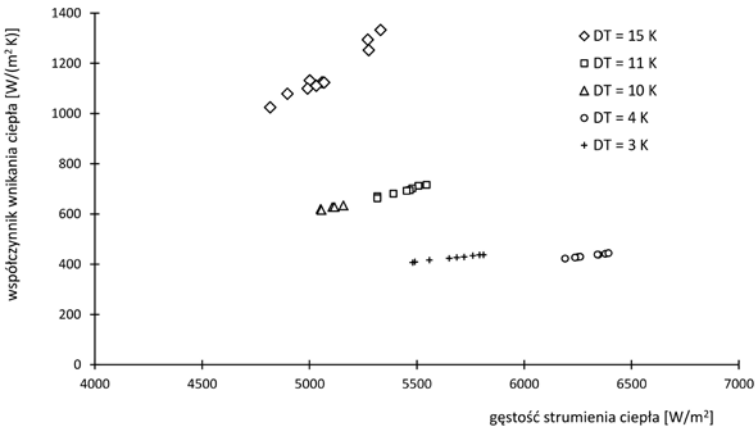


Rys. 5.14. Zależność współczynnika  $k$  od gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego dla różnych wartości dochłodzenia cieczy na wylocie wymiennika  $\Delta T$

Analizując osobno poszczególne grupy wyników, można zauważyć, że wzrost gęstości strumienia masy przy stałym przepływie powietrza powoduje, iż wartość współczynnika przenikania ciepła  $k$ , jak również wartość współczynnika wnikanie ciepła  $\alpha_i$  po stronie skraplającej się pary wzrastają. Przy czym im większa jest wartość dochłodzenia cieczy  $\Delta T$ , tym większa jest wartość średniego współczynnika wnikanie ciepła oraz współczynnika przenikania ciepła. Na przykład dla dochłodzenia czynnika na poziomie 3–4 K uzyskuje się  $k = 60 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$  oraz  $\alpha_i = 400 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$ . Natomiast dla dochłodzenia czynnika  $\Delta T = 15 \text{ K}$  uzyskuje się  $k \approx 120 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$  oraz  $\alpha_i \approx 1200 \text{ W}/(\text{m}^2 \times \text{K})$ . Większe wartości dochłodzenia uzyskiwano dla niższych gęstości strumienia masy czynnika.



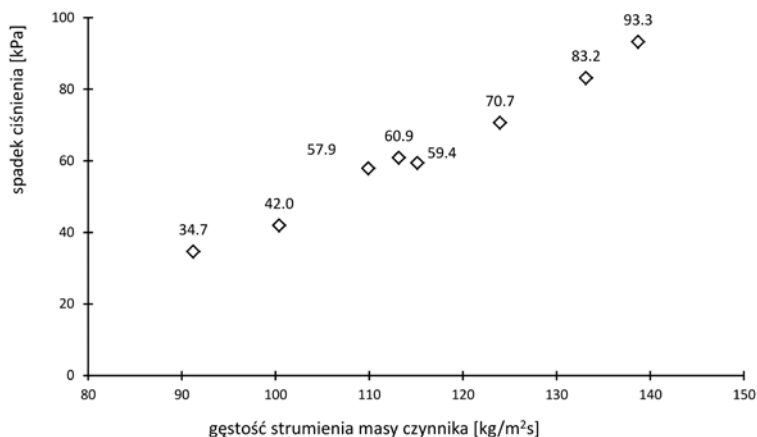
Rys. 5.15. Zależność średniego  $\alpha_i$  od gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego dla różnych wartości dochłodzenia cieczy na wylocie wymiennika  $\Delta T$



Rys. 5.16. Zależność średniego  $\alpha_i$  od gęstości strumienia ciepła dla różnych wartości dochłodzenia cieczy na wylocie wymiennika  $\Delta T$

## 5.5. Opracowanie korelacji na opory przepływu po stronie czynnika chłodniczego

W badanym wymienniku minikanałowym pracującym jako skraplacz następuje wzrost spadku ciśnienia wywołanego oporami przepływu wraz ze wzrostem strumienia masy czynnika, co przedstawiono na rysunku 5.17. Punkty pomiarowe pokazane na rysunku reprezentują wartości uśrednione względem dochłodzenia cieczy.



**Rys. 5.17.** Zależność spadku ciśnienia po stronie skraplanej pary od gęstości strumienia masy dla badanego wymiennika minikanalowego

Bazując na propozycji Paliwody [6], która opiera się na zmodyfikowanej korelacji Müllera-Steinhagena, można zapisać spadek ciśnienia w przepływie dwufazowym:

$$\Delta p = \Delta p_v \beta_{ff}, \quad (5.20)$$

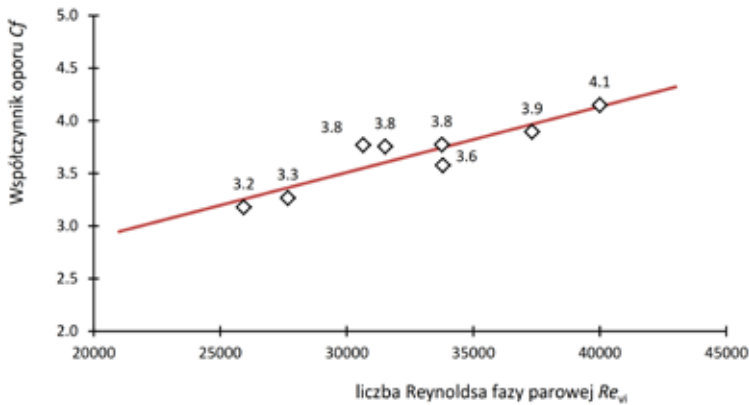
gdzie  $\Delta p_v$  oznacza spadek ciśnienia w przepływie pary o strumieniu masy równym przepływowi dwufazowemu, zaś  $\beta_{ff}$  jest mnożnikiem dwufazowym [7]:

$$\beta_{ff} = C_f (1 + \xi). \quad (5.21)$$

W powyższym wzorze  $C_f$  jest współczynnikiem oporu, zaś  $\xi$  stosunkiem oporów przepływu jednofazowego cieczy do oporu przepływu pary. W analizowanym wymienniku minikanalowym występuje przypadek laminarnego przepływu fazy ciekłej oraz turbulentnego przepływu fazy parowej, wobec czego:

$$\xi = \frac{64}{0,3164} \frac{\mu'}{\mu''^{0,25}} \frac{\rho''}{\rho'} (G \cdot d)^{-0,75}, \quad (5.22)$$

gdzie  $G$  jest gęstością strumienia masy czynnika,  $d$  średnicą kanału,  $\mu$  lepkością dynamiczną, a  $\rho$  gęstością czynnika chłodniczego.



Rys. 5.18. Zależność współczynnika oporu dwufazowego po stronie skraplanej pary od liczby Reynoldsa dla fazy parowej dla badanego wymiennika minikanałowego

Na podstawie wyników uzyskano wartość współczynnika oporu przepływu  $C_f$  przedstawione na rysunku 5.18. Wartości te można opisać następującą korelacją:

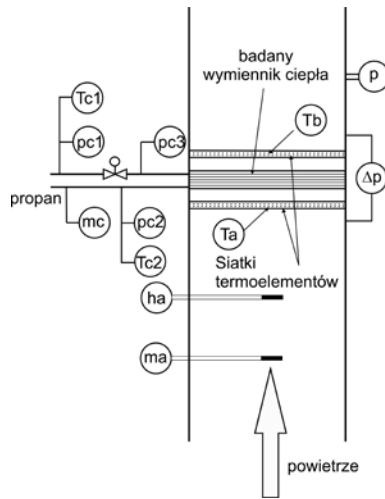
$$C_f = 1,858 + 6,154 \cdot 10^{-5} Re_v. \quad (5.23)$$

Współczynnik dopasowania korelacji  $R^2 = 0,832$ .

## 5.6. Badania eksperymentalne parownika minikanałowego

W konfiguracji pozwalającej na badania minikanałowego wymiennika ciepła pracującego jako parownik (chłodnica powietrza) wymiennik zasilany był czynnikiem chłodniczym z instalacji propanowej, której schemat przedstawiono na rysunku 5.2. Na potrzeby badania parownika przygotowano układ pomiarowy, który pokazany jest na rysunku 5.19. Ze względów konstrukcyjnych oraz potrzeb badawczych w celu płynnej regulacji przegrzania czynnika na parowniku do jego zasilania zastosowano elektroniczny zawór dławiący.

Pomiaru współczynników wnikania ciepła dla minikanałowego parownika wykonano poprzez rozdzielenie zmiennych zgodnie z równaniem (5.19).



**Rys. 5.19.** Schemat stanowiska do badania parownika – chłodnicy powietrza;  $\dot{m}_c$  – strumień masowy czynnika;  $\dot{m}_a$  – strumień masowy powietrza;  $h_a$  – wilgotność względna powietrza;  $T_a, T_b$  – rozkład temperatur na wlocie i wylocie z wymiennika ciepła;  $p$  – ciśnienie statyczne powietrza w kanale;  $\Delta p$  – spadek ciśnienia na wymienniku;  $T_{c1}, p_{c1}$  – temperatura i ciśnienie czynnika przed zaworem rozprężnym;  $T_{c2}, p_{c2}$  – temperatura i ciśnienie czynnika na wylocie z wymiennika;  $p_{c1}$  – ciśnienia czynnika na wlocie (za zaworem rozprężnym)

Badany parownik minikanalowy zasilany był czynnikiem poprzez elektroniczny zawór dławiący, który pozwolił na bardzo płynną regulację przegrzania czynnika na parowniku. Ciśnienie parowania utrzymywane było na poziomie 0,6 MPa, co odpowiada temperaturze nasycenia  $+8^\circ\text{C}$ . Strumień masy czynnika chłodniczego zmieniał się w zakresie 120–200 kg/h. W badaniach zmiennymi parametrami były: przegrzanie pary na wylocie z wymiennika oraz strumień masy propanu.

Dla wrzenia w przepływie zastosowano następującą zależność kryterialną, stosowaną dla czynników chłodniczych [7–9]:

$$\text{Nu}_i = C_i \text{Re}_i^{0,80} \text{Ku}_i^{0,60} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,50} \quad (5.24)$$

W powyższym wzorze liczbę Reynoldsa zdefiniowano następująco:

$$\text{Re}_i = \frac{w' \rho' D_h}{\mu'} \quad (5.25)$$



Liczba Kutateladzego w równaniu jest zdefiniowana następująco:

$$\text{Ku}_i = \frac{q_i}{h_{ig} \rho'' w''} \quad (5.26)$$

Zatem współczynnik wnikania ciepła po stronie czynnika można zapisać jako:

$$\alpha_i = C_i \Psi_i, \quad (5.27)$$

gdzie:

$$\Psi_i = \frac{\lambda_i}{D_{hi}} \text{Re}_i^{0,80} \text{Ku}_i^{0,60} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right)^{0,50} \quad (5.28)$$

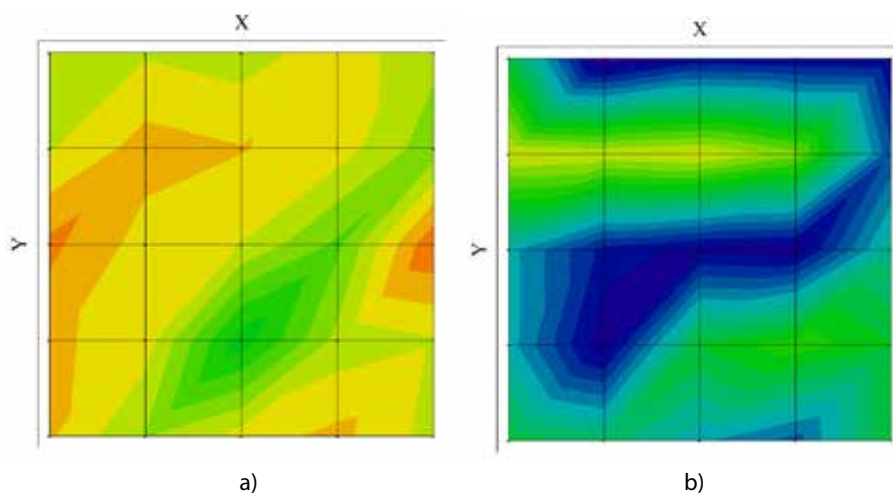
Z uwagi na dużą liczbę zarejestrowanych pomiarów nie prezentuje się ich w postaci tabelarycznej, lecz graficznej. Przykładową siatkę temperaturową dla punktu pomiarowego nr 26 pokazano w tabelach 5.5a i 5.5b. Mapy barwne pola temperatur dla tego przykładu pokazano na rysunku 5.20. Niezmiennosc parametrów powietrza dopływającego do kanału badawczego podczas badań skraplacza minikanalowego pokazano na rysunku 5.21.

**Tab. 5.5a.** Siatka temperatur powietrza na wlocie do kanału pomiarowego dla punktu pomiarowego nr 4

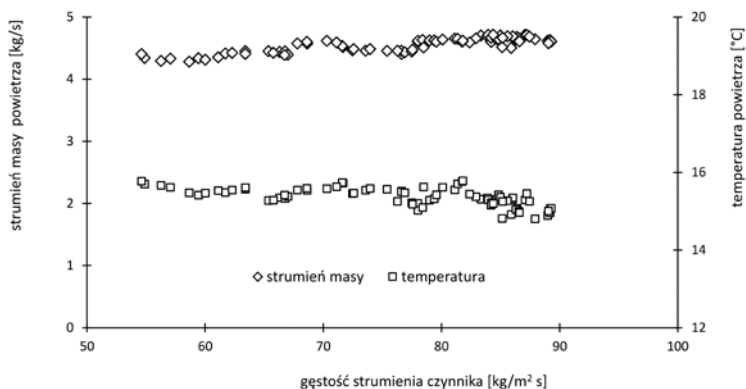
	$t_{i,1}$	$t_{i,2}$	$t_{i,3}$	$t_{i,4}$	$t_{i,5}$
$t_{1,j}$	14,5	14,6	15,7	15,2	15,2
$t_{2,j}$	14,6	15,3	14,9	14,9	14,1
$t_{3,j}$	14,4	15,1	14,6	12,4	14,9
$t_{4,j}$	14,9	14,9	13,6	14,3	15,2
$t_{5,j}$	14,3	13,9	16,0	14,6	14,4

**Tab. 5.5b.** Siatka temperatur powietrza na wylocie z kanału pomiarowego dla punktu pomiarowego nr 4

	$t_{i,1}$	$t_{i,2}$	$t_{i,3}$	$t_{i,4}$	$t_{i,5}$
$t_{1,j}$	12,1	14,7	10,6	10,6	12,1
$t_{2,j}$	7,6	14,5	8,7	8,0	11,5
$t_{3,j}$	8,6	14,7	8,3	12,3	10,5
$t_{4,j}$	8,4	13,9	8,1	13,1	9,7
$t_{5,j}$	8,4	9,5	11,1	12,3	12,2

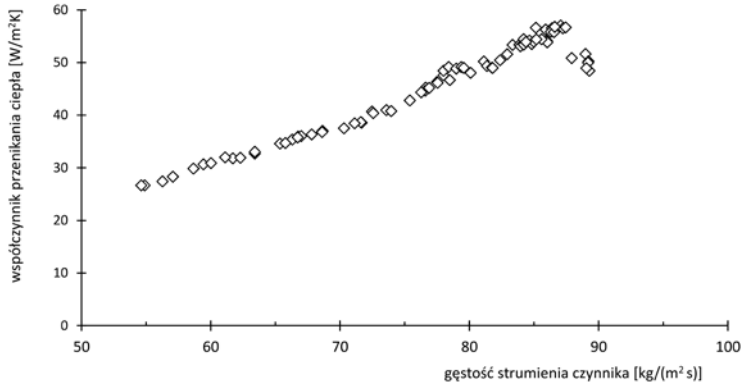


Rys. 5.20. Mapy barwne temperatury powietrza: (a) na wlocie, (b) na wylocie kanału, zgodnie z tabelami 5.5a i 5.5b – obie mapy wyskalowane w zakresie 7°C–17°C

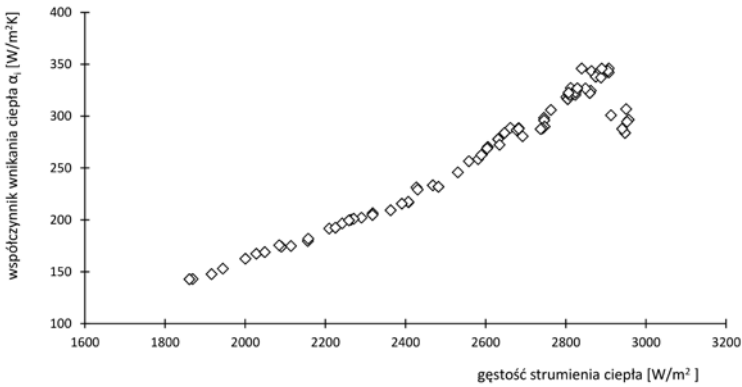


Rys. 5.21. Strumień masy i temperatura powietrza wpływającego do kanału pomiarowego

Wartości współczynnika przenikania ciepła  $k$  dla badanego parownika przedstawiono na rysunku 5.22. Współczynnik ten przyjmuje wartości w zakresie 30–60 W/(m<sup>2</sup>×K). Jak widać, wyższe wartości uzyskano dla większych gęstości strumienia masy czynnika, co jest efektem oczekiwanym. Należy podkreślić, że są to wartości odniesione do pola powierzchni rozwiniętej po stronie powietrza.

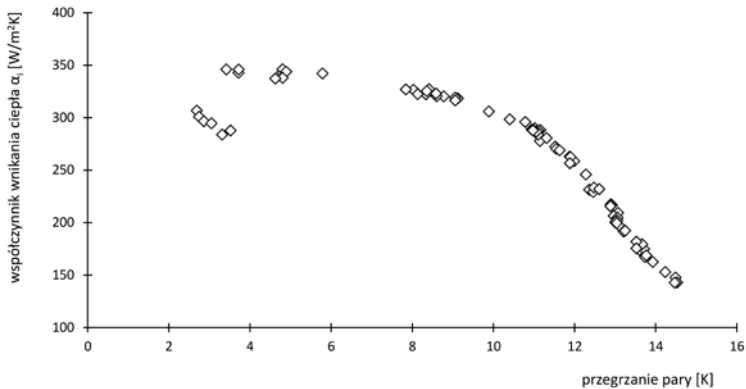


Rys. 5.22. Współczynnik przenikania ciepła w funkcji gęstości strumienia masy czynnika chłodniczego dla badanego parownika minikanalowego



Rys. 5.23. Współczynnik wnikańia ciepła w funkcji gęstości strumienia ciepła dla badanego parownika minikanalowego

Na podstawie wartości współczynnika przenikania ciepła  $k$  uzyskanych metodą rozdzielania zmiennych ustalono średnie wartości współczynnika wnikańia ciepła  $\alpha_p$ , które należy traktować jako średnie dla całego wymiennika, a więc obejmujące także strefę przegrzewu pary.

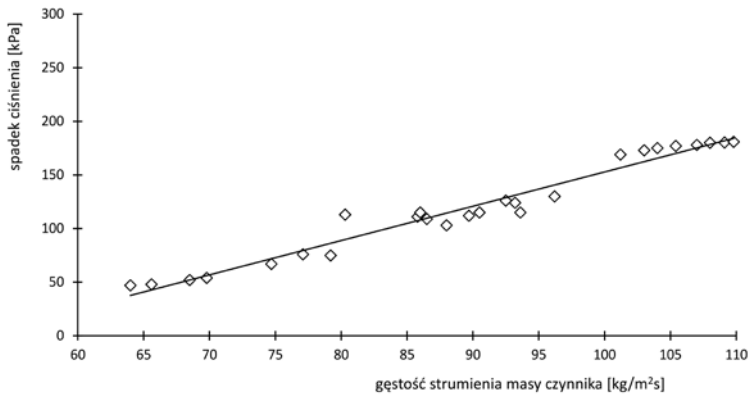


**Rys. 5.24.** Współczynnik wnikania ciepła w funkcji przegrzania pary na wylocie dla badanego parownika minikanalowego

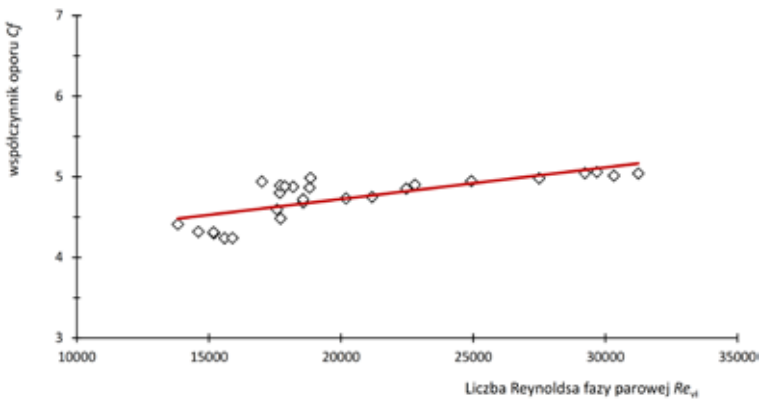
Najwyższe wartości współczynników wnikania ciepła uzyskano dla najwyższych gęstości strumienia ciepła, co widać na rysunku 5.23. Stosunkowo niskie wartości średnich współczynników wnikania ciepła należy tłumaczyć tym, że są to wartości uśrednione, obejmujące strefę przegrzania pary. Tak więc w przypadku szczególnie wysokich przegrzań strefa jednofazowej konwekcji wymuszonej dla pary przegrzanej, cechująca się bardzo niskimi wartościami współczynników wnikania ciepła, dominuje w wymienniku, co w efekcie skutkuje niskimi wartościami współczynników wnikania ciepła (rys. 5.24).

## 5.7. Opracowanie korelacji na opory przepływu po stronie czynnika chłodniczego

W sposób analogiczny do badania skraplacza opracowano korelacje na opory przepływu po stronie czynnika chłodniczego dla parownika minikanalowego. Z uwagi na bardzo liczną bazę danych pomiarowych do opracowania korelacji wyniki uśredniono w taki sposób, że z około 120–150 próbek powstał 1 punkt pomiarowy. Ponadto do zbudowania korelacji na opory przepływu wykorzystano dane z dodatkowej serii pomiarowej. Uzyskano w ten sposób szerszy zakres gęstości strumienia masy czynnika.



Rys. 5.25. Spadek ciśnienia w badanym parowniku minikanałowym w funkcji gęstości strumienia masy czynnika



Rys. 5.26. Zależność współczynnika oporu dwufazowego po stronie wrzącego czynnika chłodniczego od liczby Reynoldsa dla fazy parowej dla badanego parownika minikanałowego

Uzyskane wartości współczynnika oporu przepływu  $C_f$  przedstawiono na rysunku 5.26. Wartości te można próbować opisać następującą zależnością:

$$C_f = 3,9398 + 3,90 \cdot 10^{-5} Re_v. \quad (5.29)$$

Współczynnik dopasowania korelacji  $R^2 = 0,555$ . Wartość tę można uznać za stosunkowo niewielką, jednak należy pamiętać, że korelacja została opracowana w oparciu o kilka tysięcy punktów pomiarowych, które zostały uśrednione. Jak widać na rysunku 5.26, w zakresie mniejszych liczb Reynoldsa  $Re < 20\ 000$  rozrzut wartości współczynnika oporu jest nieco większy niż dla liczb Reynoldsa  $Re > 20\ 000$ .

## Podsumowanie

W rozdziale przedstawiono stanowisko badawcze dedykowane do kompleksowych badań różnego typu nowoczesnych minikanałowych wymienników ciepła z zastosowaniem propanu jako czynnika roboczego. Należy zauważyć, że jak dotąd w chłodnictwie technologicznym, a w tym również w przechowalnictwie, nie stosowano tego typu wymienników ciepła. Głównym obszarem aplikacji minikanałowych skraplaczy chłodzonych powietrzem jest klimatyzacja mobilna (głównie przemysł samochodowy bądź kolejnictwo). Producenci tego typu wymienników ciepła nie posiadają żadnych informacji dotyczących pracy tych wymienników z propanem.

Zasadniczym celem badań było rozpoznanie wybranych parametrów ciepłno-przepływowych minikanałowych wymienników ciepła dla propanu. Badania przeprowadzono dla parametrów pracy wymiennika właściwych dla układów chłodniczych obsługujących komory przechowalnicze warzyw. Nowością w przeprowadzonych badaniach jest zastosowanie pośredniej metody Wilsona, tj. metodę rozdzielania oporów przepływu ciepła do określenia wartości współczynników wnikania ciepła po stronie czynnika w odniesieniu do wymienników minikanałowych. Należy pamiętać, że zmierzone wartości współczynników są uśrednione i dotyczą eksploatacyjnych wartości odpowiadających warunkom pracy w układach chłodniczych, tak więc w przypadku skraplacza w wymienniku istnieje strefa jednofazowego schładzania pary przegrzanej oraz jednofazowego przepływu dochłodzonej cieczy, zaś dla parownika – strefa jednofazowego przepływu pary przegrzanej. Dla badanego wymiennika minikanałowego przeanalizowano wartości współczynnika oporu przepływu dwufazowego oraz zaproponowano postać korelacji na tenże współczynnik. Przedstawione wyniki prezentują wartość zarówno naukową, jak i aplikacyjną, pozwalają bowiem na efektywne zastosowanie metody rozdzielania oporów przepływu ciepła do określenia wartości współczynników wnikania ciepła dla wymienników minikanałowych. Ponadto uzyskane wartości współczynników  $\alpha$  oraz  $k$  mogą być wykorzystane do dalszych analiz wymienników minikanałowych. Zaproponowane korelacje na obliczenia oporów przepływu czynnika wewnątrz wymiennika mogą stanowić pierwsze przybliżenie w projektowaniu i optymalizacji geometrii minikanałowych wymienników ciepła.

## Literatura

1. Cavallini, A., Del Col, D., Rossetto, L. (2013), Heat transfer and pressure drop of natural refrigerants in minichannels (low charge equipment), *International Journal of Refrigeration* 36, 287–300.
2. Del Col, D., Bortolato, M., Bortolin, S. (2014), Comprehensive experimental investigation of two-phase heat transfer and pressure drop with propane in a minichannel, *International Journal of Refrigeration* 47, 66–84.
3. Briggs, D.E., Young, E.H. (1969), Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers, *Chemical Engineering Progress Symposium* 92, vol. 65, 35–45.
4. Butrymowicz, D. (1994), *Pośrednia metoda wyznaczania współczynnika wnikania ciepła w aparatach płaszczowo-rurowych*, XVI Międzynarodowe Sympozjum Siłowni Okrętowych, Gdańsk, s. 51–58.
5. Lemmon, E.W., Huber, M.L., McLinden, M.O. (2013), *NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP*, Version 9.1, National Institute of Standards and Technology, Standard Reference Data Program, Gaithersburg.
6. Paliwoda, A. (1996), Jednolita termo-hydrauliczna metoda wyznaczania współczynnika przekazywania ciepła i oporu przepływu przy wrzeniu i skraplaniu czynników chłodniczych wewnątrz rur, *Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna* 3, nr 3, 100–106.
7. Zalewski, W. (1992), *Procesy ciepłno-przepływowe w wyparnych wymiennikach ciepła*, Monografia 139, Politechnika Krakowska.
8. Bohdal, T., Charun, H., Czapp, M., Dutkowski K., *Wrzenie perspektywicznych czynników w parownikach chłodniczych*, Wydawnictwo Politechniki Koszalińskiej, 1998.
9. Czapp, M., *Przemiany fazowe w węzownicach chłodniczych wymienników ciepła*. Monografia, Wydawnictwo Politechniki Koszalińskiej, 2002.

## Zakończenie

W monografii przedstawiono wyniki wybranych prac badawczych eksperymentalnych i numerycznych urządzeń stosowanych w technice chłodniczej oraz w energetyce zawodowej.

Przedstawione zostały wyniki badań lamelowej chłodnicy powietrza wykorzystywanej w chłodni owocowo-warzywnej pracującej w warunkach szronienia. Pokazano wpływ narastającego szronu na pogorszenie wymiany ciepła pomiędzy czynnikiem chłodzącym a powietrzem, co skutkowało zmianą temperatury oraz obniżeniem mocy chłodniczej wymiennika. Autor ocenił degradację termiczną wentylatorowej chłodnicy powietrza wywołanej szronieniem. Prezentowane wyniki mają wartość poznawczą i praktyczną. Istotna jest zwłaszcza znajomość współczynnika obejścia, który zmienia się wraz z grubością narastającego szronu. W projektowaniu tego typu wymienników wpływ szronu jest zwyczajowo pomijany z uwagi na indywidualny dla każdego wymiennika charakter narastania szronu. Ocena ilościowa zmian parametrów charakteryzujących pracę chłodnicy, jakie obserwuje się w warunkach narastania szronu na powierzchni wymiennika ciepła, może być użyteczna dla poprawy lub zmiany warunków odszraniania.

Autor przedstawił również metodę uproszczonego modelowania CFD wspomnianej chłodnicy. W ujęciu standardowym, do symulacji, wymiennik ogranicza się do pojedynczego żebra (lameli) lub niewielkiego jego fragmentu. Pozwala to na szczegółową analizę przepływu i wymiany ciepła pomiędzy płynami przepływającymi przez wymiennik. Takie podejście jednak wyklucza uwzględnienie wymiennika w modelowaniu dużych obiektów. Lamelowa chłodnica powietrza jest elementem o bardzo skomplikowanej geometrii i wymaga bardzo precyzyjnej dyskretyzacji modelu geometrycznego. Wiąże się to z koniecznością stosowania dużej liczby komórek obliczeniowych oraz z bardzo dużym kosztem numerycznym. Zastosowanie metody uproszczonej w postaci modelu materiału porowatego lub modelu dualnego zastępującego wewnątrz wymiennika pozwala na analizę pracy dużych obiektów, w których wymienniki ciepła muszą być uwzględnione. Przeprowadzone symulacje pozwoliły na ocenę przydatności testowanych modeli. Pozytywna implementacja modeli uproszczonych wymienników do zagadnień związanych z przechowywalnością warzyw i owoców pozwoliła na symulację pracy całej chłodni. Analizy takie nie mogły być przeprowadzone eksperymentalnie. Stanowi to nowość w tym zakresie. Pozytywna walidacja modelu ośrodka porowatego ma kluczowe znaczenie z uwagi na prostotę modelu i łatwość jej zastosowania w innych dziedzinach. Warto dodać, że w zakresie wykorzystania modelu dualnego, w chwili opracowywania ni-



niejszej monografii nie było dostępnych prac, w których wykorzystuje się wspomniany model. Prezentowane wyniki mają zatem bardzo dużą wartość poznawczą i aplikacyjną.

Podobną metodologię zastosowano do innego obiektu o skomplikowanej geometrii, mianowicie do panelu sit otworowych w elektrofiltrze. Sita te zastąpiono materiałem porowatym uproszczonym do jednolitej płaszczyzny, jednocześnie zachowując główne elementy konstrukcyjne bez utraty dokładności uzyskanych wyników. Pokazane zostały wyniki wielowariantowych obliczeń numerycznych wraz z oceną dokładności obliczeń. Efektem prac było opracowanie metodyki postępowania i uzyskanie szczegółowych danych będących warunkami brzegowymi do projektowania profili za pomocą proponowanej metody. Rozbieżności wyników modelowania sit do elektrofiltrów materiałem porowatym względem modelowania sita otworowego nie przekraczały 5%. Mapy barwne pola przepływu również wykazały dużą zgodność pomiędzy profilami prędkości, jakie uzyskuje się dla sit otworowych i materiału porowatego. Prezentowana metoda ma dużą wartość aplikacyjną.

Poprawę efektywności energetycznej urządzeń strumienicowych poprzez wykorzystanie regeneracyjnej wymiany ciepła oceniono na podstawie badań eksperymentalnych. Badania te potwierdziły wcześniejsze obliczenia analityczne. Zastosowanie odzysku ciepła przegrzania pary wytłaczanej przez strumienicę do wstępnego podgrzania cieczy zasilającej generator pary skutkuje przyrostem temperatury cieczy, obniżając zapotrzebowanie na moc grzewczą napędową. Proponowana metoda stanowi doskonały przykład racjonalizacji gospodarki energetycznej źródła napędowego. Uzyskane wyniki jednoznacznie wskazały, że proponowana metoda poprawia współczynnik efektywności energetycznej od 10 do 13%, w zależności od zastosowanego czynnika. Prace eksperymentalne udowodniły również, że wymiennik regeneracyjny nie ma negatywnego wpływu na pozostałe parametry pracy układu. Wobec niskiego kosztu inwestycyjnego, jaki wiąże się z niewielką modernizacją urządzenia, jak również braku zasadniczego wpływu wymiennika na pozostałe parametry pracy proponowana metoda może być uznana za zasadną i racjonalną. Prezentowane wyniki mają dużą wartość poznawczą i aplikacyjną.

Pokazane zostały również wyniki badań eksperymentalnych wykonanych dla wymiennika minikanalowego, który w zależności od konfiguracji stanowiska pracował jako parownik lub skraplacz. Tego typu rozwiązanie techniczne w urządzeniach chłodniczych nie należy do standardowych. Wyniki badań eksperymentalnych zostały wykorzystane do określenia współczynników wnikania ciepła  $\alpha$  od strony czynnika roboczego oraz współczynników przenikania ciepła  $k$ , średnich dla całego wymiennika. Do określenia tych parametrów użyta została metoda rozdzielania zmiennych. Zebrane dane posłużyły do oceny oporów przepływu czynnika przez wymiennik. Na podstawie wyników zaproponowane zostały korelacje wiążące współczynnik oporu  $C_f$  z liczbą Reynoldsa zarówno dla skraplacza, jak i parowni-

ka. Przedstawione wyniki prezentują wartość naukową, jak i aplikacyjną, pozwalają bowiem na efektywne zastosowanie metody rozdzielania oporów przepływu ciepła do określenia wartości współczynników wnikania ciepła dla wymienników minikałowych.

Przedstawione w monografii wyniki mają wartość poznawczą, aplikacyjną i wdrożeniową. Prace podjęte przez autora cechują się nowością, oryginalnością i wpisują się w kierunki najnowszych prac badawczych. Uzyskane wyniki mogą być wykorzystane jako materiał źródłowy do prac projektowych oraz stać się przyczynkiem do rozszerzenia prac związanych z opracowaniem i zastosowaniem prostych metod pozwalających na poprawę efektywności energetycznej urządzeń stosowanych w technice chłodniczej i ciepłej.



## Streszczenie

W niniejszej monografii przedstawiono wyniki prac badawczych wybranych zjawisk ciepłno-przepływowych realizowanych w ramach projektów naukowo-badawczych i projektów wdrożeniowych. Zagadnienia wprowadzające, uzasadnienie i motywacja do konieczności przeprowadzenia podjętych prac, jak również bardziej szczegółowy opis poszczególnych rozdziałów zawarte zostały we Wstępie.

W Rozdziale 1 przedstawione zostały wybrane wyniki prac badawczych, na podstawie których dokonana została ocena wpływu szronu powstającego na powierzchni chłodnicy powietrza na jej wydajność. W oparciu o wyniki eksperymentalne podjęta została próba oceny degradacji termicznej w postaci zmiany oporu termicznego wywołanego szronieniem.

Rozdział 2 dotyczy modelowania wymienników lamelowych lub żebrowanych metodami uproszczonymi. Wyniki badań eksperymentalnych posłużyły jako dane wejściowe do modelu i dane walidacyjne. W symulacjach zastosowane zostały uproszczone modele geometryczne, stanowiące podejście standardowe oraz podejście nowatorskie z wykorzystaniem modelu ośrodka porowatego i modelu dualnego. Uzyskane wyniki zostały wykorzystane do symulacji całej chłodni oraz przeprowadzenia dodatkowych analiz numerycznych, które nie mogły być przeprowadzone eksperymentalnie.

Zastosowanie modelu ośrodka porowatego do modelowania przepływu powietrza jest również przedmiotem Rozdziału 3. W tym przypadku model ten został aplikowany do analizy przepływowej panelu sit otworowych o różnym stopniu otwarcia stosowanych w elektrofiltrach. Zastosowanie modelu ośrodka porowatego pozwoliło na uproszczenie geometrii profilu do jednolitej płaszczyzny zachowując główne elementy konstrukcyjne bez utraty dokładności uzyskanych wyników. W rozdziale pokazane zostały wyniki wielowariantowych obliczeń numerycznych wraz z oceną dokładności obliczeń.

W Rozdziale 4 przedstawione zostały wyniki prac teoretycznych i eksperymentalnych poprawy efektywności energetycznej (*COP*) urządzeń strumienicowych. Zaprezentowany został nowatorski sposób efektywnej poprawy współczynnika *COP* poprzez zastosowanie odzysku ciepła przegrzania pary wytłaczanej przez strumienicę do wstępnego podgrzania cieczy zasilającej generator pary. Dzięki temu, uzyskany przyrost temperatury cieczy obniża zapotrzebowanie na moc grzewczą napędową. W rozdziale przedstawiono podstawy teoretyczne proponowanej metody poprawy *COP* oraz wyniki prac eksperymentalnych.

Rozdział 5 zawiera podstawy teoretyczne oraz wyniki prac eksperymentalnych badań wymiennika minikanałowego, pracującego z propanem, który może być wykorzystany w układach chłodniczych. Prace badawcze wykonane zostały dla dwóch konfiguracji pracy wymiennika: parownika i skraplacza. Zastosowanie tego typu wymienników zwłaszcza pracujących z węglowodorami jest zagadnieniem nowatorskim. W analizach zastosowano zmodyfikowaną metodę Wilsona do określenia średnich wartości współczynnika wnikania ciepła po stronie propanu. W oparciu o dane eksperymentalne ocenione zostały opory przepływu czynnika przez wymiennik. Uzyskane wyniki pozwoliły również na opracowanie prostej zależności wiążącej współczynnik oporu  $C_f$  z liczbą Reynoldsa zarówno dla skraplacza jak i parownika.

# Abstract

This monograph presents the results of research on selected thermal and flow phenomena which were carried out as part of scientific, research and implementation projects. Basics and motivation of necessity of the presented investigations as well as more detailed description of chapters content are presented in the *Introduction* section.

Chapter 1 presents selected results of investigations of the air cooler operating in the vegetables cold storage chamber. Based on these results the assessment of the influence of frost on the air cooler surface on its efficiency was carried out. The changes in cooling capacity, air temperature and by-pass factor as well as thermal resistance caused by frosting process were investigated.

The air-cooler investigated in Chapter 1 was applied in the analysis presented in Chapter 2 for the modeling of fin-and-coil heat exchanger with simplified methods. The experimental data were used as an input parameters. Also, they were used for validation of the numerical results. The simulations were performed for the simplified geometrical models, with application of the standard modeling approach (porous medium model) and the innovative approach using the so called dual model. The obtained results were also used to simulate the entire cold store and to carry out additional numerical analyzes that could not be carried out experimentally.

The application of a porous medium model for modeling of the air flow is developed in Chapter 3. In this case, the model was applied for the perforated plate panels used in the electrofilters. The perforated panel contains of dozens of plates with various degrees of the opening. The use of a porous medium model allowed to simplify the geometry of the perforated plates to a uniform plane reducing both time and computational power required for simulation and saving the accuracy of the obtained results. The chapter presents the results of the numerical calculations carried out for the plates of various openings.

Chapter 4 presents the results of theoretical analysis and experimental investigations on the improvement of Coefficient of Performance (COP) of the ejection refrigeration systems. An innovative way to effectively improve the COP was presented. The regenerative heat transfer between superheated vapour discharged by the ejector and the liquid feeding the vapour generator was used as a basic approach for the COP improvement. Therefore, the vapour phase superheating was used to preheat the liquid phase that feeds the vapour generator. As an effect, the obtained temperature increase of the liquid reduces the demand for the motive heating power.

The results show that COP can be improved up to 13 % depending on the refrigerant used in the system.

Chapter 5 contains the theoretical basis and the results of the experimental investigations of a mini-channel heat exchanger operating with propane. Such mini-channel heat exchanger can be applied in various refrigeration systems. Two cases of heat transfer modes in these heat exchangers were investigated, i.e.: evaporation and condensation heat transfer. The modified indirect method based on a combination of Wilson method and thermal resistances separation method was developed and applied to determine the average heat transfer coefficient at the refrigerant side. Based on the experimental data, the flow resistance in the investigated cases of the heat exchanger operation as evaporator and condenser was evaluated. The obtained results also allowed to develop a simple and physically based relationship for the assessment of the flow resistance for both the mini-channel condenser and evaporator.

## KAMIL ŚMIERCIEW

jest absolwentem Wydziału Mechanicznego Politechniki Koszalińskiej. Pracę doktorską obronił w 2011 w Instytucie Maszyn Przepływowych PAN w Gdańsku. Od 2012 adiunkt w Katedrze Budowy Maszyn i Techniki Ciepłej Politechniki Białostockiej (wcześniej Zakładu Techniki Ciepłej i Chłodnictwa). Zajmuje się analizą termodynamiczną obiegów prawo- i lewobieżnych w szerokim zakresie, zastosowaniem strumieni jedno- i dwufazowych w układach chłodniczych i klimatyzacyjnych, poprawą efektywności energetycznej urządzeń stosowanych w energetyce, w technice chłodniczej, klimatyzacyjnej i pompach ciepła, wymianą ciepła, modelowaniem CFD. Współautor kilkudziesięciu prac opublikowanych w czasopiśmie i wygłoszonych na konferencjach. Wykonawca kilkunastu projektów krajowych i międzynarodowych naukowo-badawczych i wdrożeniowych.