



Politechnika
Wroclawska

Katedra Klimatyzacji i Ciepłownictwa
Wydziału Inżynierii Środowiska

PRACA DOKTORSKA

**SPOSÓB DOPROWADZENIA WODY
DO WYMIENNIKA PŁYTOWEGO
A EFEKTYWNOŚĆ PRACY POŚREDNIEJ
CHŁODNICY WYPARNEJ**

mgr inż. Joanna Paduchowska

promotor:

dr hab. inż. Józef Bednarski

Wrocław 2009 rok

Składam serdeczne podziękowania:

*promotorowi dr hab. inż. Józefowi Bednarskiemu
za wszechstronną pomoc i cenne wskazówki
przy powstawaniu niniejszej pracy,*

*koleżankom i kolegom za życzliwą i twórczą
atmosferę pracy,*

*rodzinie i wszystkim bliskim, którzy wspierali mnie
moralnie i duchowo*

Spis treści

Streszczenie.....	5
Oznaczenia.....	6
I- CZĘŚĆ TEORETYCZNA PRACY.....	8
1. Wprowadzenie- rozwiązania konstrukcyjne.....	8
1.1. Przegląd wodnych systemów chłodzenia.....	8
1.2. Chłodzenie wyparne w wieżach chłodniczych.....	11
1.3. Systemy odzysku energii stosowane w technice klimatyzacyjnej.....	16
1.3.1. Zastosowanie wymienników rekuperacyjnych do odzysku ciepła.....	16
1.3.1.1. Budowa i zalety krzyżowo-płytowego wymiennika ciepła.....	17
1.3.1.2. Wymienniki przeciwprądowo-płytowe.....	19
1.3.2. Zastosowanie wymienników regeneracyjnych do odzysku ciepła.....	20
1.4. Sposoby wykorzystania chłodzenia wyparnego w technice klimatyzacyjnej.....	22
2. Wprowadzenie- podstawy teoretyczne.....	26
2.1. Procesy zachodzące w zraszonym wymienniku płytowym.....	26
2.1.1. Przepływ dwufazowy w kanałach wymiennika płytowego.....	26
2.1.2. Przepływ adiabatyczny w przewodzie pionowym.....	28
2.1.3. Parametry jednowymiarowego przepływu dwufazowego.....	31
2.1.4. Rozpylanie wody w kanałach.....	33
2.1.5. Współczynnik wnikania ciepła.....	37
2.1.7. Ilość ciepła przenikającego przez płaska powierzchnie ożebrowaną.....	39
2.2. Sprawność wymiennika ciepła.....	40
2.3. Opory przepływu powietrza.....	44
2.4. Bilans cieplny i masowy chłodnicy wyparnej.....	46
II- CZĘŚĆ DOŚWIADCZALNA.....	48
3. Cel i zakres pracy.....	48
4. Badania doświadczalne.....	49
4.1. Opis stanowiska badawczego.....	49
4.1.1. Pomiar objętościowego strumienia powietrza.....	53
4.1.2. Pomiar objętościowego strumienia wody.....	54

4.1.3. Pomiar temperatury płynów.....	54
4.1.4. Pomiar spadku ciśnień na wymienniku.....	54
4.1.5. Pomiar ciśnienia wody przed dyszą rozpylającą.....	54
4.1.6. Pomiar wilgotności powietrza.....	54
4.2. Metodyka wykonywania pomiarów.....	55
4.3. Metodyka obliczeń.....	56
4.3.1. Wilgotność właściwa powietrza wilgotnego.....	56
4.3.2. Gęstość powietrza.....	56
4.3.3. Gęstość wody zraszającej.....	57
4.3.4. Masowe natężenie przepływu powietrza.....	57
4.3.5. Ciepło właściwe powietrza.....	57
4.3.6. Ciepło właściwe wody.....	57
4.3.7. Entalpia powietrza wilgotnego.....	58
4.3.8. Liczba Nusselta.....	58
4.3.9. Współczynnik wnikania ciepła.....	58
4.3.10. Współczynnik przenikania ciepła.....	58
5. Analiza wyników badań.....	60
5.1. Bilans ciepła chłodnicy wyparnej.....	61
5.2. Efektywność procesu ochładzania powietrza.....	63
5.3. Strumień ciepła wyznaczonego z bilansu energii Q_b i strumień ciepła przenikający przez membranę Q_k obliczony teoretycznie.....	69
5.4. Opory przepływu powietrza przez wymiennik płytowy.....	78
6. Analiza dokładności wyników przeprowadzonych pomiarów i obliczeń.....	82
6.1. Błędy i niepewności pomiarowe.....	82
6.2. Metody określania niepewności pomiarowych typu B.....	83
6.2.1. Niepewności pomiarów bezpośrednich.....	84
6.2.2. Rozszerzone niepewności złożone pomiarów pośrednich.....	85
6.2.2.1. Niepewność pomiaru wilgotności oraz entalpii powietrza wilgotnego metodą psychrometryczną.....	85
6.2.2.2. Niepewność pomiaru pozostałych wielkości mierzonych pośrednio.....	92
7. Wnioski.....	96
Alfabetyczny spis literatury.....	98

Streszczenie

Przedmiotem opracowania jest pośrednia chłodnica wyparna mogąca mieć zastosowanie w technice klimatyzacyjnej. W pracy omówiono zjawiska zachodzące w wymienniku płytowym powietrze – powietrze, w którym jedna strona zraszana jest wodą a druga nie. Sposób rozprowadzania wody w omawianym urządzeniu jest realizowany za pomocą rozpylacza z przepływem zawirowanym. W chłodnicy rozpylona woda spływa w kanałkach wymiennika płytowego współprądowo lub przeciwprądowo w stosunku do absorbującego wilgoć powietrza. W pracy podjęto próbę ustalenia, który sposób jest korzystniejszy. Urządzenie jako całość jest urządzeniem quasi adiabatycznym, gdyż do układu dostarczane jest jedynie ciepło związane z pracą pompy i niewielkimi zyskami ciepła z otoczenia. Natomiast procesy zachodzące w wymienniku zdecydowanie adiabatyczne nie są.

Na efektywność pracy pośredniej chłodnicy wyparnej wpływa zarówno wydajność chłodnicza wymiennika jak i opory hydrauliczne przepływającego powietrza przez ten wymiennik. Aby sprawdzić, czy układ współprądowego czy przeciwprądowego przepływu powietrza i wody jest korzystniejszy, analizie poddano przede wszystkim te dwa czynniki.

Ponieważ wydajność cieplna wymiennika płytowego przy układzie współprądowego przepływu czynników okazała się wyższa niż dla układu przeciwprądowego można było przypuszczać że ten sposób doprowadzenia wody do wymiennika jest lepszy. Dla potwierdzenia tego faktu przeprowadzono pomiary oporów przepływu powietrza po zraszanej stronie wymiennika. Okazało się, że dla przeciwprądowego przepływu czynników opory te są wyższe, co oznacza, że korzystniejszym wariantem jest układ współprądowego przepływu powietrza i wody przez wymiennik płytowy.

Oznaczenia

A	- powierzchnia	m^2
B	- stopień zraszania	-
C_p	- właściwa pojemność cieplna przy stałym ciśnieniu	$J/(kg \cdot K)$
d	- średnica przewodu	m
d_r	- średnica równoważna	m
d_z	- średnica zastępcza $d_z=4A/U$	m
E	- liczba ekspansji, dla zastosowanej kryzy pomiarowej $E=0,671$	-
F	- powierzchnia ścianki wymiennika płytowego	m^2
G	- strumień masowy	kg/s
h	- entalpia	kJ/kg
Δh	- zmiana entalpii powietrza wywołana doprowadzeniem ciepła z pompy wody obiegowej	kJ/kg
k	- współczynnik przenikania ciepła	$W/(m^2 \cdot K)$,
l	- długość kanału gładkiego	m
m	- masowe natężenie przepływu	kg/s
N	- liczba jednostek przenikania ciepła	-
O	- obwód zraszany	m
Q	- strumień ciepła	W
p	- ciśnienie	Pa
R	indywidualna stała gazowa	$J/(kg \cdot K)$
r	ciepło parowania wody	J/kg
s	- grubość ścianki	m
t	- temperatura	K
U	- obwód zwilżany	m
V	- objętość	m^3
\dot{V}	- strumień objętości	m^3/s
W	- strumień pojemności cieplnej	W/K
w	- prędkość zredukowana	m/s
w_r	- prędkość rzeczywista fazy	m/s
w^*	- prędkość skuteczna	m/s
x	- stopień suchości (jakość)	-
x	- wilgotność właściwa	kg/kg(powietrza suchego)
X	- parametr Lockharta- Martinellego	-
α	- współczynnik wnikania ciepła	$W/(m^2 \cdot K)$
α	- liczba przepływu, dla zastosowanej kryzy pomiarowej $\alpha=0,99966$	-
β	- współczynnik wnikania masy	kg/($m^2 \cdot s$)
Γ	- jednostkowe natężenie zraszania	kg/(ms)
ε	- sprawność	-
ε	- porowatość	-
ε_w	- stopień przykrycia wodą zraszanej powierzchni wymiennika	-
ξ	- koncentracja transportowa (jakość objętościowa)	-
η	- współczynnik lepkości dynamicznej	kg/sm
λ	- współczynnik przewodzenia ciepła	$W/(m \cdot K)$
λ_f	- współczynnik oporu przepływu	-
ν	- współczynnik lepkości kinematycznej	m^2/s
ρ	- gęstość	kg/ m^3

Φ	- współczynnik poprawkowy w zależności Lokharta- Martinellego	-
σ	- napięcie powierzchniowe	N/m
σ	- niepewność pomiaru	-
φ	- współczynnik ożebrowania	-
κ	- stosunek długości boków kanału prostokątnego	-
ω	- stężenie objętościowe fazy rozproszonej	-

Indeksy dolne dotyczą

c	- cieczy
g	- czynnika gorącego, gazu
gwł	- czynnika gorącego wchodzącego do układu
gwyl	- czynnika gorącego wychodzącego z układu
kr	- kryzy
m	- termometru mokrego
max	- maksymalny
min	- minimalny
o	- otoczenia
p	- pary wodnej, powietrza, fazy rozproszonej, ścianki
poż	- powierzchni ożebrowanej
s	- termometru suchego
v	- pary wodnej
w	- wody, fazy ciągłej
z	- czynnika zimnego
zwl	- czynnika zimnego wchodzącego do układu
zwyl	- czynnika zimnego wychodzącego z układu
ż	- żebra
1	- początkowy
2	- końcowy

Liczby bezwymiarowe

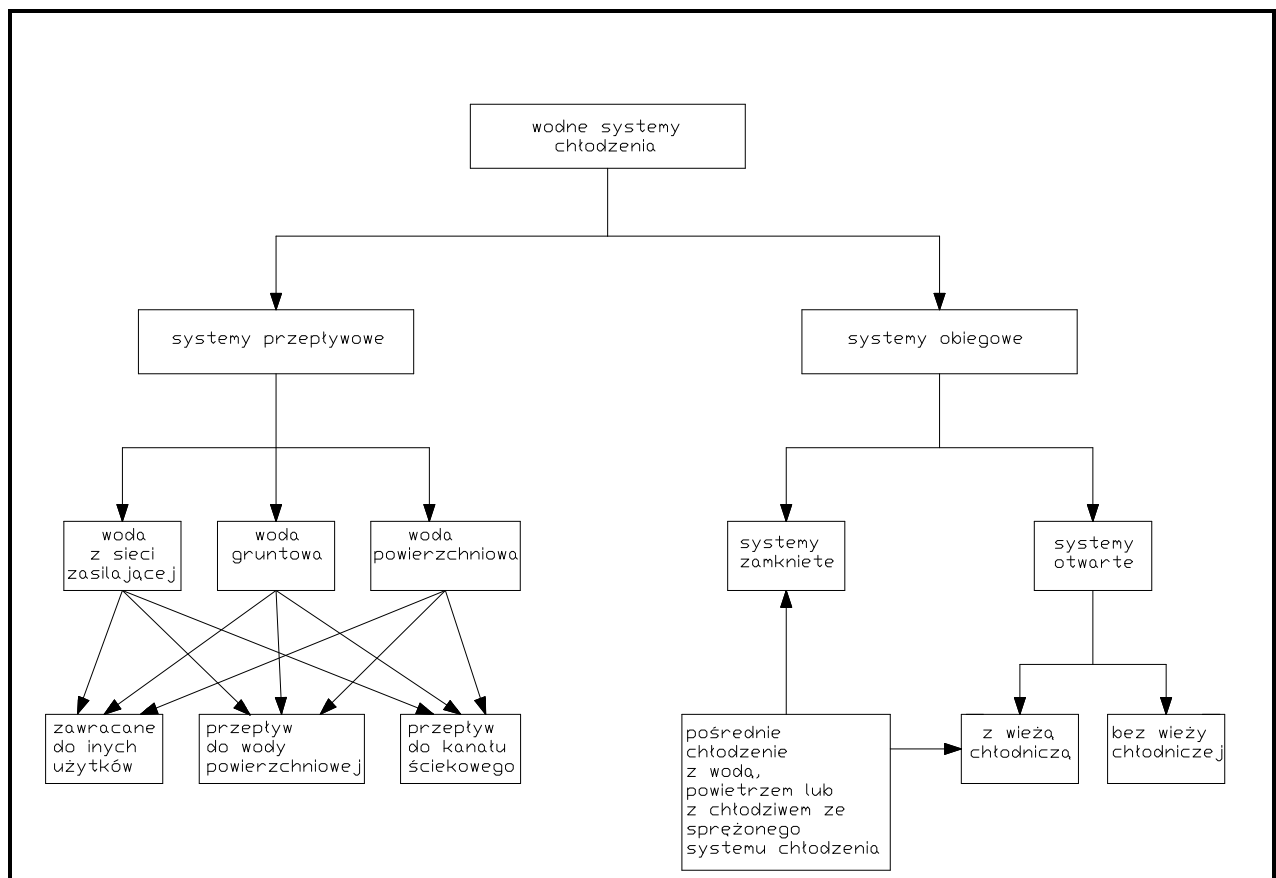
Nusselta	$Nu=f(Re,Pr)$
Reynoldsa	$Re = \frac{w \cdot d_r}{\nu}$
Laplace'a	$Lp = \frac{d \cdot \rho_c \cdot \sigma}{\eta_c^2}$
Webera	$We = \frac{d \cdot w_w^2 \cdot \rho_g}{\sigma}$

I- CZĘŚĆ TEORETYCZNA PRACY

1. Wprowadzenie- rozwiązania konstrukcyjne

1.1. Przegląd wodnych systemów chłodzenia

Systemy chłodzenia odgrywają bardzo ważną rolę w wielu gałęziach przemysłu na całym świecie. Znajdują one zastosowanie między innymi w chłodzeniu elementów technologicznych czy też odbieraniu zbędnych zysków ciepła zachodzących tam procesów. Większość systemów chłodzenia wykorzystuje wodę jako czynnik chłodzący, ponieważ to medium pozwala na zwarte systemy chłodzenia i jest powszechnie prawie wszędzie dostępne. Na schemacie 1.1 pokazano przegląd wodnych systemów chłodzenia [10,23].



Rys.1.1. Przegląd wodnych systemów chłodzenia[10]

Najczęściej stosowanymi systemami chłodzenia są systemy przepływowe (zwykle zasilane z wód powierzchniowych) oraz systemy z otwartym obiegiem wody z wieżami chłodniczymi (często z użyciem wody uzupełniającej z sieci zasilającej). W obu przypadkach często wykorzystywana jest woda gruntowa.

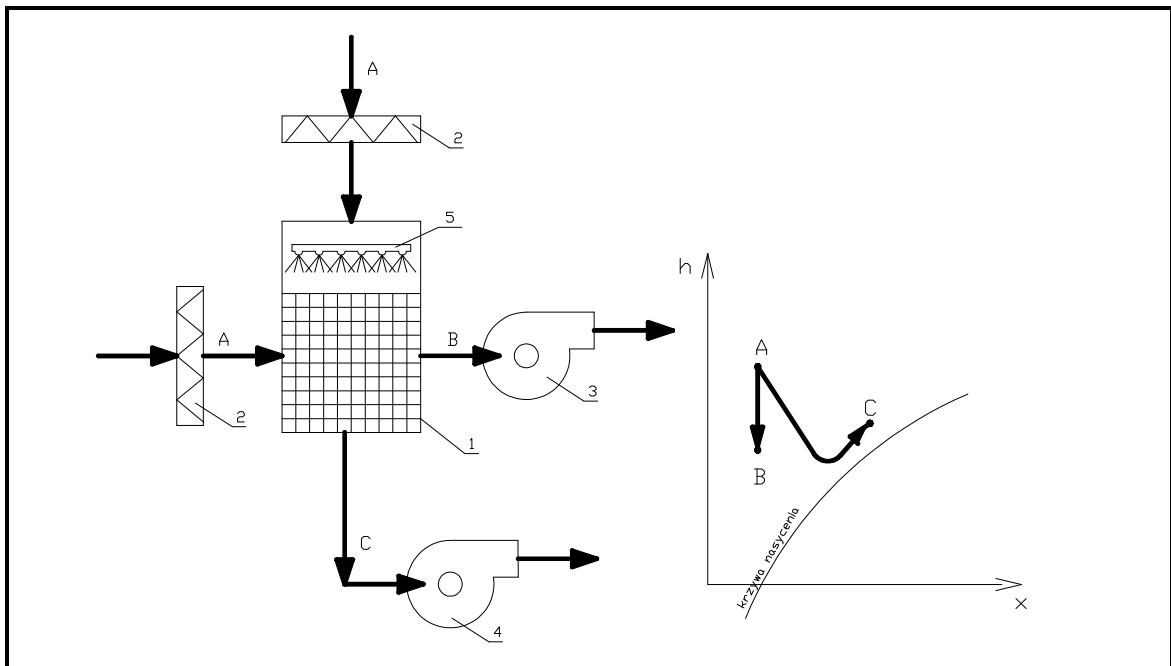
Drugim również ogólnodostępnym czynnikiem, który również bywa wybierany na nieskończenie duże źródło energii współpracujące z obiegiem termodynamicznym jest powietrze.

Najbardziej korzystne termodynamicznie i ekonomicznie jest zastosowanie obu tych czynników jednocześnie. Doprowadzenie do kontaktu powietrza z wodą powoduje odparowanie wody do powietrza. W wyniku tego procesu następuje odprowadzenie przez powietrze ciepła parującej wody, oraz w znacznie mniejszym stopniu ciepła jawnego, wnikającego od powierzchni wody do strumienia powietrza. Wyżej opisany proces, w którym wykorzystuje się ciepło parowania wody nazywa się chłodzeniem wyparnym i jest stosowane w technice klimatyzacyjnej [2,3,7,8,9,13]. Jak wykazano w publikacjach [12,17,65,74,83] wyparne chłodzenie powietrza jest tańsze eksploatacyjnie od ochładzania go w sprężarkowych urządzeniach ziębniczych, co jest jego główną zaletą. Podstawowymi wadami tego sposobu chłodzenia powietrza są[19]:

- zależność od parametrów powietrza zewnętrznego,
- mniejsze schłodzenie powietrza niż w urządzeniach sprężarkowych,
- brak możliwości osuszania powietrza.

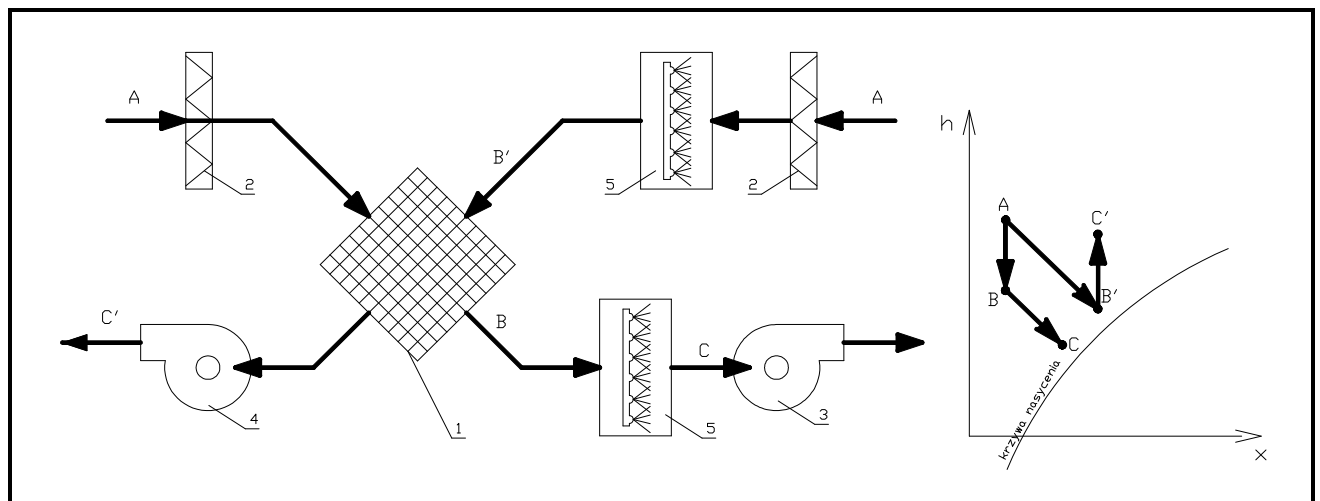
Chłodzenie wyparne powietrza, w zależności od konfiguracji urządzenia można podzielić na[7,19,38, 27,28]:

- bezpośrednio, związane z ochładzaniem powietrza przy jego kontakcie z wodą. Jest to sposób najbardziej rozpowszechniony i stosowany w tych dziedzinach przemysłu, gdzie wymaga się lub dopuszcza do utrzymania wysokiego poziomu zawartości wilgoci w powietrzu pomieszczenia wentylowanego.
- pośrednie, z wykorzystaniem wymiennika ciepła, gdzie w procesie biorą udział dwa strumienie powietrza: oziębiany i nawilżany,(rys.1.2)
- pośrednio- bezpośrednio: mieszane, w którym skutek schłodzenia powietrza jest większy niż dwóch poprzednich. Nieuniknione jest jednak nawilżenie powietrza przed doprowadzeniem go do pomieszczenia,(rys.1.3).



Rys.1.2. Schemat rozwiązania pośredniego chłodzenia wyparnego bazującego na powietrzu zewnętrznym, oraz zachodzące przemiany powietrza przedstawione na wykresie h-x.

1-zraszany wymiennik płytowy, 2-filtr powietrza, 3-wentylator nawiewny,4-wentylator wywiewny, 5-dysze rozpylające, A-powietrze zewnętrzne, B- powietrze nawiewane do pomieszczenia, C- powietrze zużyte

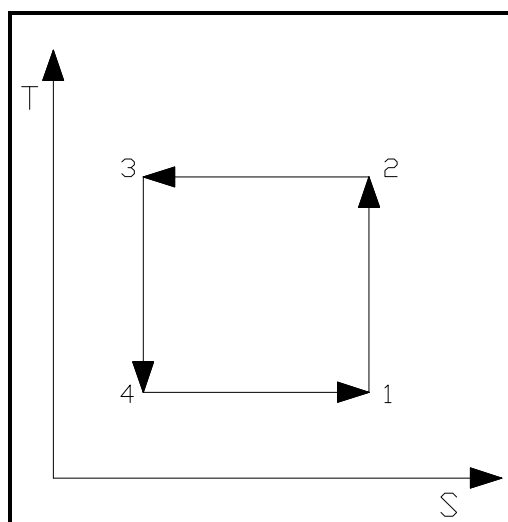


Rys.1.3. Schemat urządzenia z pośrednim i bezpośrednim chłodzeniem wyparnym bazującym na powietrzu zewnętrznym, oraz zachodzące przemiany powietrza przedstawione na wykresie h-x:

1-zraszany wymiennik płytowy, 2-filtr powietrza, 3-wentylator nawiewny, 4-wentylator wywiewny, 5-komora zraszania, A- powietrze zewnętrzne, B- powietrze za wymiennikiem płytowym, C- powietrze nawiewane do pomieszczenia, B'- powietrze za komorą zraszania, C'- powietrze zużyte

1.2. Chłodzenie wyparne w wieżach chłodniczych

Każdy obieg termodynamiczny musi współdziałać z otoczeniem, jako nieograniczonym źródłem energii. Powietrze i woda, ze względu na ich powszechność występowania i łatwą dostępność, są najczęściej stosowanymi czynnikami roboczymi jako dolne lub górne źródło ciepła w lewo bieżnym obiegu termodynamicznym. Lewo bieżny obieg Carnota składa się z dwóch izoterm i dwóch izentrop (rys.1.4). Wymiana ciepła zachodzi podczas przemian izotermicznych (4-1,2-3). Doprowadzenie energii do obiegu i ewentualne jej odprowadzenie zachodzi podczas przemian izentropowych(1-2,3-4)[34].

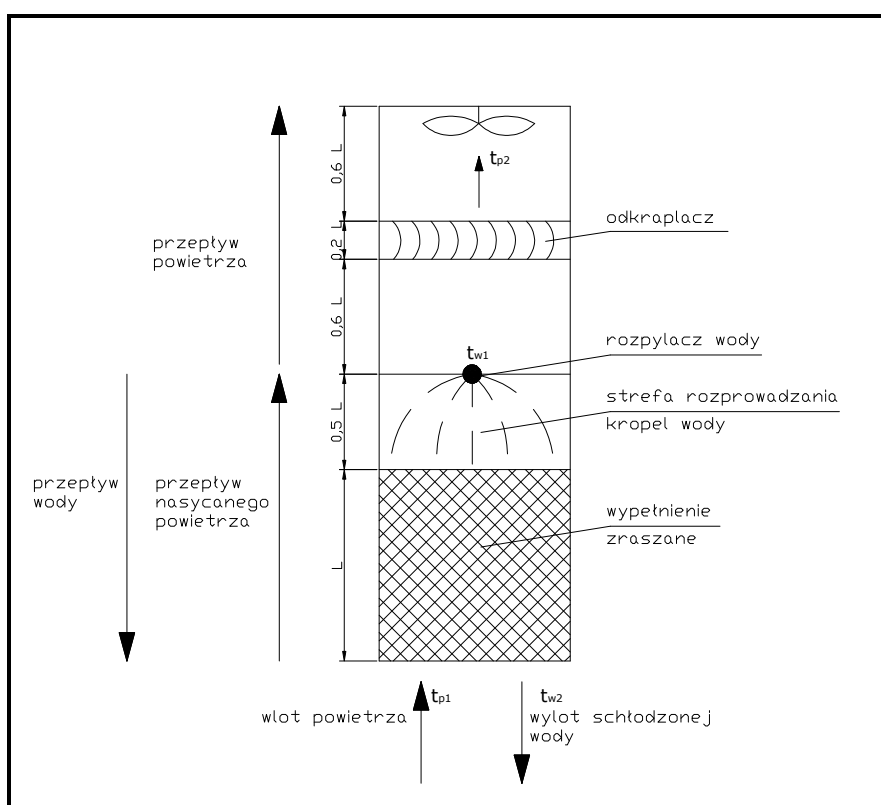


Rys.1.4.Lewo bieżny obieg Carnota na wykresie T-S

Gdybyśmy mogli z tych czterech przemian zostawić tylko jedną (4-1), to mielibyśmy idealną chłodzarkę, gdyż nie wkładalibyśmy do układu żadnej energii (przemiana 1-2) natomiast pozyskiwanie energii (przemiana 3-4) również nie odbywa się za darmo. A to ma właśnie miejsce podczas chłodzenia wyparnego.

Przykładem urządzeń przystosowanych do chłodzenia wyparnego są wieże chłodnicze. Są to wymienniki ciepła i masy mające szerokie zastosowanie w przemyśle, gdzie występuje znaczne zapotrzebowanie na chłodną wodę. Urządzenia te mają bardzo szeroki zakres wydajności a łączone w zespoły powielają je.

W chłodniach wentylatorowych rozpylona woda z zespołu zraszaczy sływa po wypełnieniu lub w przestrzeni urządzenia do wanny wody obiegowej krzyżowo, współprądowo lub przeciwnieprądowo, w stosunku do absorbującego wilgoć powietrza [15,25,48,61,64,89]. Przepływ wody jest grawitacyjny, zaś przepływ powietrza na ogół wymuszony wentylatorem. Schemat chłodni wentylatorowej pokazano na rys.1.5 [15,85].



Rys.1.5. Schemat chłodni wentylatorowej

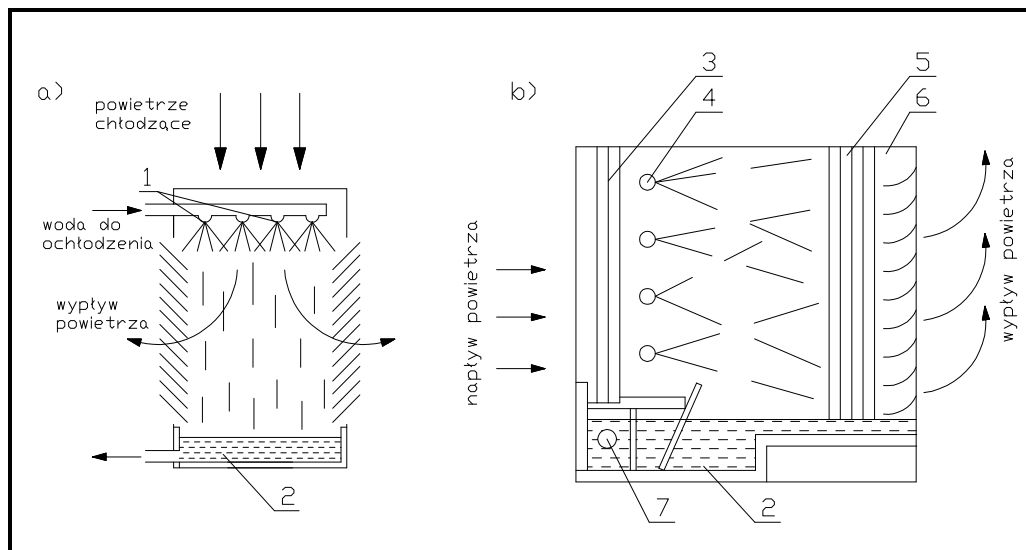
1-Odkraplacz, 2-rozpylacz wody, 3-strefa rozpraszania wody, 4-wypełnienie zraszane [85]

Wieże chłodnicze można podzielić ze względu na system doprowadzenia wody na wieże chłodnicze z obiegiem otwartym lub zamkniętym.

Wieże chłodnicze z obiegiem otwartym są to wieże, w których woda jest wewnętrznie rozdzielona w zasięgu układu i na części swej drogi ma bezpośredni kontakt z przepływającym powietrzem. Można podzielić je na chłodnie z naturalnym lub wymuszonym przepływem powietrza [60,62].

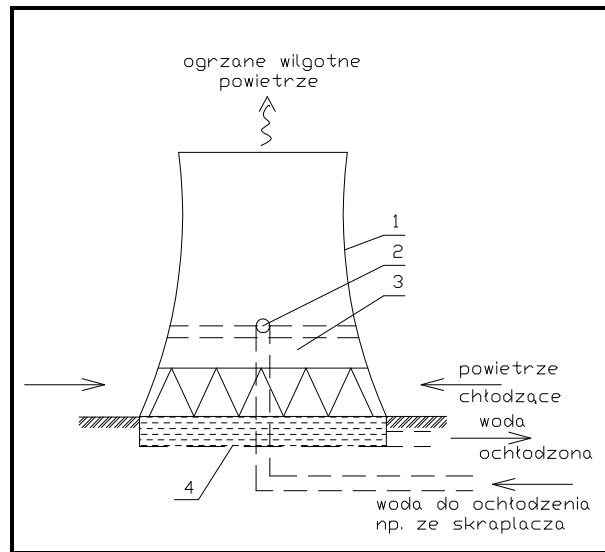
W wieżach chłodniczych z naturalnym przepływem powietrza (należących do chłodzi z obiegiem otwartym) zasysanie i przepływ powietrza następuje wskutek przepływu wody, lub związane jest z różnicami jego gęstości. Przepływ mieszaniny wodno-powietrznej może następować poziomo lub pionowo(rys.1.6), a przepływ obydwu czynników jest współbieżny.

Stosowanie tego rodzaju wież ma uzasadnienie, gdy ważnym elementem determinującym wybór urządzenia są koszty, zarówno inwestycyjne jak i eksploatacyjne, oraz gdy stopień schłodzenia wody nie ma znaczącego wpływu na działanie systemu [5].



Rys.1.6. Wieże z naturalnym przepływem powietrza: a) przepływ pionowy, b) przepływ poziomy: 1-Dysze rozpylające, 2-zbiornik wody, 3-stabilizator przepływu powietrza, 4-przewody wody ciepłej, 5-odkrapłacz, 6-kierownice, 7-wyptyw wody ochłodzonej, [5]

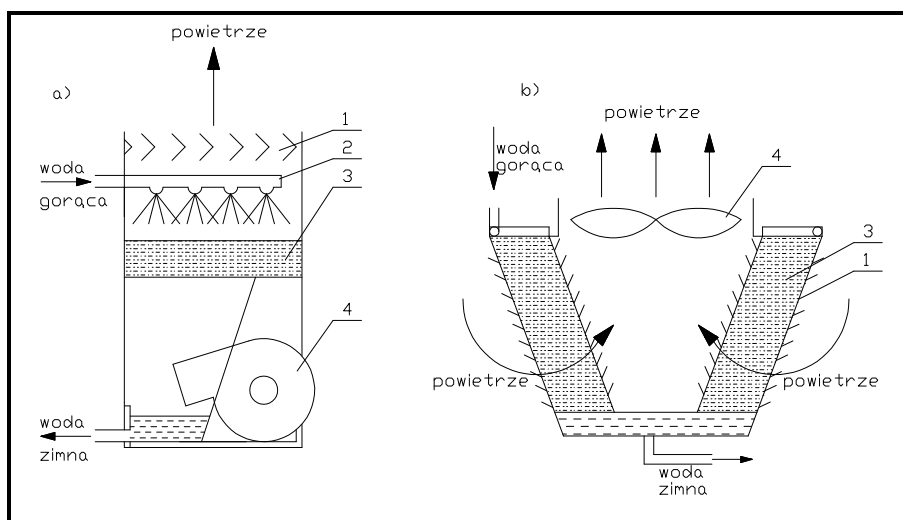
Innym przykładem wież z naturalnym przepływem powietrza są tzw. Chłodnie kominowe (rys1.7) [5]. Ze względu na swe wymiary i konstrukcję (drewno, stal, żelbet) znajdują one zastosowanie głównie w energetyce. Przepływ powietrza przez tego typu wieże następuje wskutek różnicy gęstości pomiędzy powietrzem atmosferycznym i wilgotnym ciepłym powietrzem znajdującym się w wieży.



Rys.1.7. Chłodnia kominowa

1-Powłoka żelbetowa, 2-kolektor rozpraszający wodę, 3-wypełnienie, 4-zbiornik wody ochłodzonej [5]

Kolejnym przykładem wież z obiegiem otwartym są wieże z wymuszonym przepływem powietrza (rys1.8) [5,31,32,33,35,36,42]. Działają one na zasadzie wywołania sztucznego ciągu powietrza przez zastosowanie wentylatorów. Wentylator w wieżach tego typu może być zainstalowany w części ssawnej lub tłocznej. Przepływ powietrza i wody względem siebie może być krzyżowy, współprądowy lub przeciwpłądowy[47,51,52,53]. Dopływ powietrza do urządzenia może następować z jednego lub wielu miejsc.

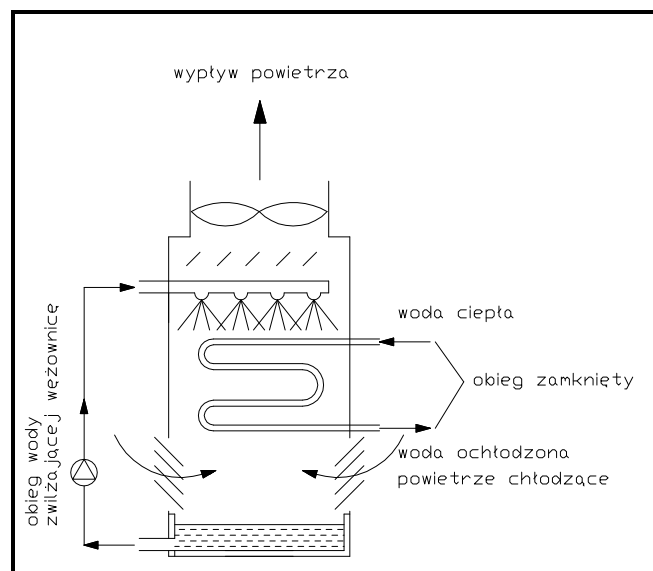


Rys.1.8. Wieże z wymuszonym przepływem powietrza

a) przepływ przeciwbieżny, wentylator tłoczny, b) przepływ krzyżowy, wentylator ssący,

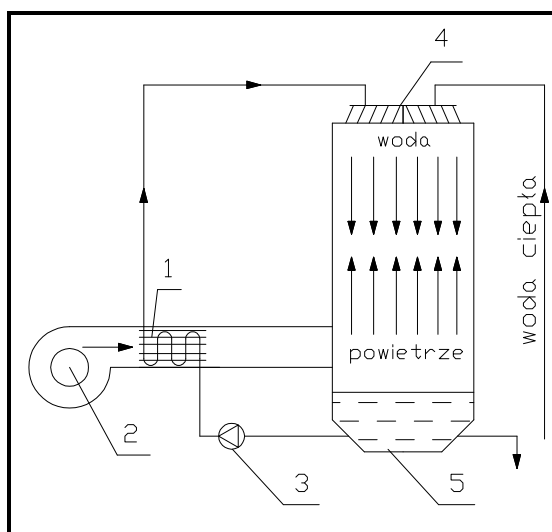
1-odkaptacz, 2- rozpylacz wody, 3-wypełnienie, 4-wentylator [5]

Wieże chłodnicze z zamkniętym obiegiem wody (rys.1.9) są to wieże, w których powietrze i zimna woda nie mają bezpośredniego kontaktu. W wieżach tego rodzaju można wyodrębnić dwa obiegi wodne; strumień wody zwilżającej węzownicę oraz strumień wody przeznaczonej do ochłodzenia płynący wewnątrz węzownicy niemający bezpośredniego kontaktu z powietrzem. Ciepło z wody chłodzonej przenika przez ściankę rury do wody omywającej węzownicę, gdzie jest oddawane do powietrza przez odparowanie - chłodzenie wyparnej. Ponieważ strumień wody chłodzonej nie ma kontaktu z powietrzem zewnętrznym eliminuje się możliwość zanieczyszczenia cieczy. Uzupełnianiu i uzdatnianiu podlega wyłącznie woda zwilżająca węzownicę [4,5,29,43,95].



Rys.1.9. Wieża z zamkniętym obiegiem wody[6]

Potencjalne możliwości ochładzania wody w wieży chłodniczej zależą od wskazania termometru mokrego powietrza atmosferycznego. Dobrze, aby było ono jak najniższe. Poprawę efektywności pracy chłodni wentylatorowej zaproponował *Richardson* [6] przez wprowadzenie dodatkowego wymiennika ciepła pomiędzy wentylator i wieżę chłodniczą, co pokazano na rys.1.10. W rozwiązaniu tym temperatura termometru suchego i mokrego powietrza wchodzącego do wieży są niższe niż powietrza wchodzącego do wentylatora. Ochłodzenie wstępne powietrza atmosferycznego odbywa się za pomocą części wody zimnej pobieranej z wanny wody obiegowej znajdującej się na dole wieży.



Rys 1.10. Chłodnia wentylatorowa ze wstępnym obniżeniem temperatury powietrza atmosferycznego:
 1-Wymiennik, 2-wentylator, 3-pompa, 4-dystrybutor wody, 5-woda schłodzona, [7]

1.3. Systemy odzysku energii stosowane w technice klimatyzacyjnej

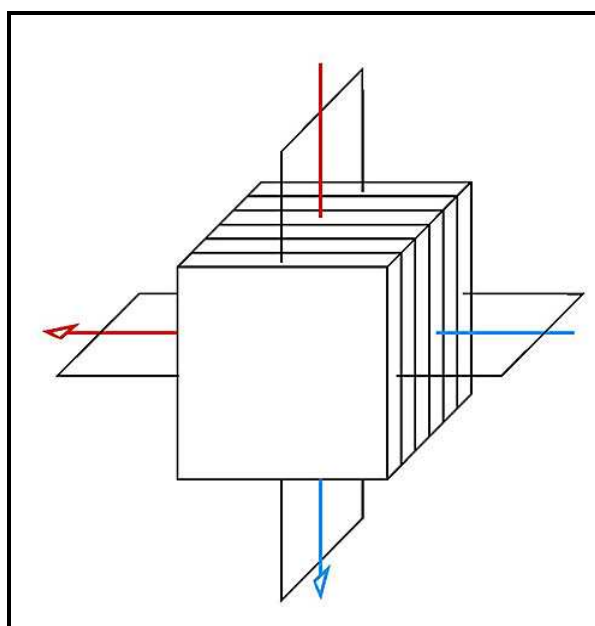
Wymienniki rekuperacyjne lub regeneracyjne są obecnie podstawowymi elementami centrali wentylacyjnej, w której zachodzi odzysk ciepła, ogrzewanie lub chłodzenie oraz filtracja powietrza. Jeżeli zastosowany wymiennik do odzysku ciepła nie wymienia wilgoci, to od nawilżonego w procesie adiabatycznego ochładzania powietrza można pozyskiwać ciepło jawne. W zależności od sposobu przekazywania ciepła w centrali wentylacyjnej mamy do czynienia ze zjawiskiem rekuperacji lub regeneracji. Podstawową różnicą pomiędzy tymi dwoma procesami stanowi wymiennik ciepła a konkretnie jego zasada działania.

1.3.1. Zastosowanie wymienników rekuperacyjnych do odzysku ciepła

Rekuperatory są wymiennikami, w których przekazywanie ciepła pomiędzy strumieniami odbywa się na skutek przenikania przez nieruchomą przeponeę rozdzielającą oba strumienie[24,46,49]. Z założenia nie następuje tu mieszania się różnych strumieni powietrza, chociaż w wyniku nieszczelności powstałych podczas montażu lub eksploatacji, mogą zaistnieć przecieki powietrza wywiewanego do nawiewanego. Zgodnie z rozporządzeniem [80] nie powinny one przekraczać 0,25%.

1.3.1.1. Budowa i zalety krzyżowo-płytowego wymiennika ciepła

Typowym rekuperatorem wykorzystywanym w układach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych do odzysku ciepła z powietrza wywiewanego jest **krzyżowo-płytowy wymiennik ciepła**. Składa się on z pakietu płyt, tworzących szereg szczelin, przez które na przemian krzyżowo płynie powietrze wywiewane z pomieszczenia i powietrze świeże(rys1.11).



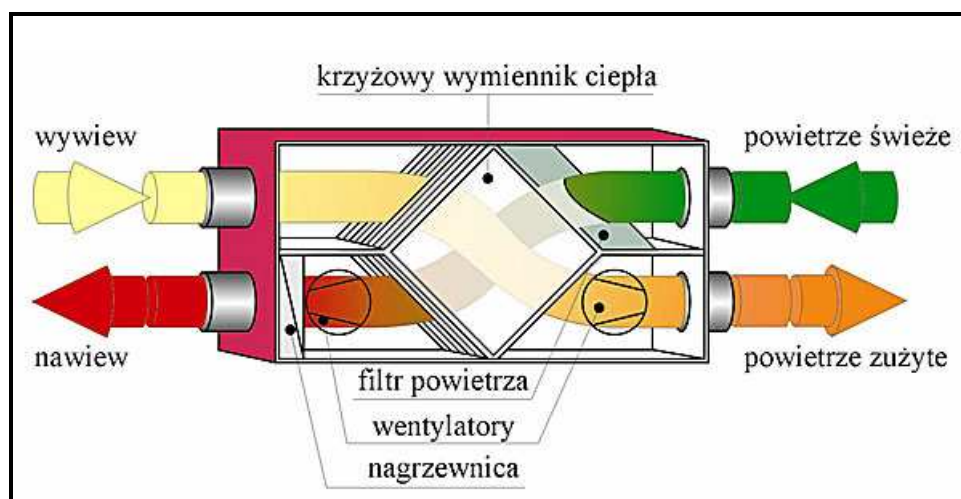
Rys.1.11. Krzyżowo-płytowy wymiennik ciepła

Płyty, przez które zachodzi wymiana ciepła wykonuje się:

- ze stali nierdzewnej,
- z aluminium- charakteryzują się one wyższym niż dla stali współczynnikiem przewodzenia ciepła,
- z tworzywa sztucznego (polietylen, polipropylen)- pozwalają one uzyskać sprawności odzysku ciepła o 2 do 3% niższe niż aluminiowe[87], ale wykazują mniejszą wrażliwość na środowiska agresywne, mniejszą tendencję do tworzenia się na nich trwałych osadów, a wymienniki z nich wykonane posiadają mniejsze straty ciepła przez obudowę.

W celu polepszenia warunków wymiany ciepła pomiędzy powietrzem i płytami wymiennika, rozwija się ich powierzchnię wykonując przetłoczenia lub instalując specjalne wkładki. Odbywa się to kosztem zwiększenia oporów przepływu powietrza przez kanały wymiennika.

Sprawność odzysku ciepła w rekuperatorze zależy nie tylko od ukształtowania płyt, lecz także od ich rozstawu i natężenia przepływu powietrza, od stosunku natężenia przepływu powietrza nawiewanego i wywiewanego. W zależności od tych parametrów, sprawność odzysku ciepła może się zmieniać w szerokim zakresie. Dlatego podając jej wartość należy zawsze zaznaczyć, w jakich warunkach jest ona uzyskana.



Rys.1.12. Centrala wentylacyjna z krzyżowo-płytowym wymiennikiem do odzysku ciepła

Krzyżowo-płytowe wymienniki ciepła są często wykorzystywane w centralach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych (rys.1.12), z uwagi na swoje podstawowe zalety, którymi są [87]:

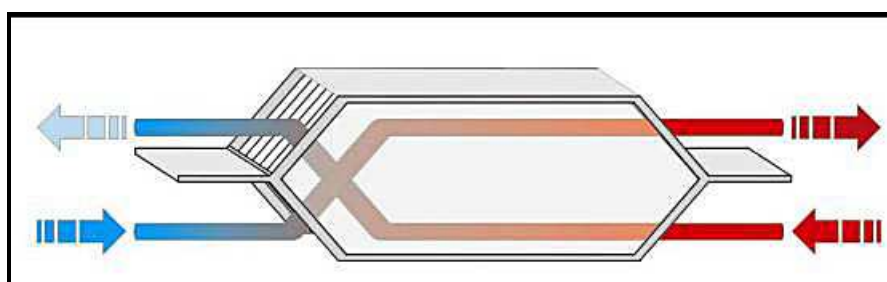
- prosta konstrukcja, brak konieczności doprowadzenia energii zewnętrznej (napęd przepustnic „by-passu” wymaga mocy poniżej 10W),
- pewność działania związana z brakiem części ruchomych,
- stosunkowo niska cena, szczególnie przy małej wydajności.

Zalety te są jednak okupione następującymi wadami [87]:

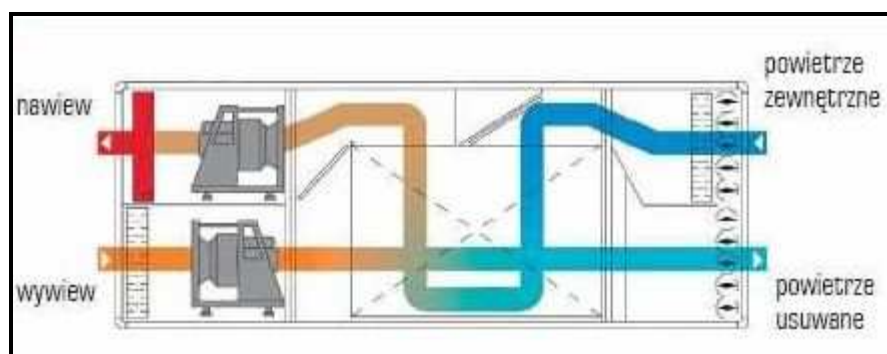
- stosunkowo niską sprawnością odzysku ciepła, dla typowych warunków pracy kształtującą się na poziomie około 60%,
- dużymi wymiarami centrali wyposażonej w taki wymiennik,
- stosunkowo wysoką graniczną temperaturą powietrza zewnętrznego, przy której może dojść do wymarzenia skroplin po stronie strumienia wywiewanego (około -5°C),
- możliwością wystąpienia przecieków powietrza wywiewanego do strumienia powietrza nawiewanego.

1.3.1.2. Wymienniki przeciwprądowo-płytowe

Strumienie powietrza w wymiennikach przeciwprądowo- płytowych nie płyną względem siebie krzyżowo, lecz równoległe w przeciwnych kierunkach, dzięki czemu odznaczają się one lepszymi warunkami wymiany ciepła (rys.1.13 i rys.1.14). Wymienniki te charakteryzują się wyższą niż w wymiennikach krzyżowo-płytowych sprawnością odzysku ciepła, którą producenci podają na poziomie 70 do 90% [87]



Rys.1.13. Wymiennik przeciwprądowo-płytowy



Rys.1.14. Centrala wentylacyjna z przeciwprądowo-płytowym wymiennikiem do odzysku ciepła

1.3.2. Zastosowanie wymienników regeneracyjnych do odzysku ciepła

Działanie regeneracyjnych wymienników ciepła opiera się na cyklicznym omywaniu tej samej powierzchni naprzemiennie przez dwa strumienie powietrza o różnym stanie termodynamicznym. Jeden z nich oddaje ciepło do materiału akumulacyjnego regeneratora, w wyniku czego spada temperatura powietrza, a temperatura wypełnienia wymiennika wzrasta.

Następnie drugi strumień powietrza przejmuje to ciepło, skutkiem czego wzrasta jego temperatura, a wypełnienie regeneratora ochładza się [24,46,49].

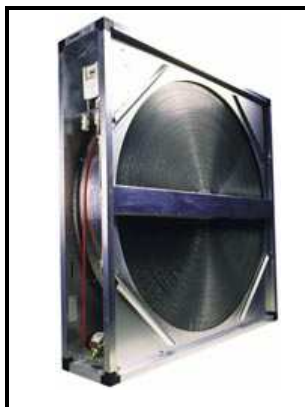
Wymienniki regeneracyjne, wykorzystywane w układach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych, wykonuje się najczęściej w postaci pakietu profilowanych blach aluminiowych lub stalowych, zwiększając tym samym powierzchnie kontaktu powietrza z wypełnieniem akumulacyjnym, dzięki czemu zapewnia się lepsze warunki wymiany ciepła.

Dalszą poprawę warunków przejmowania ciepła można uzyskać dzięki wykonaniu przetłoczeń turbulizujących przepływ powietrza. Korzyść ta jest okupiona zwiększonym oporem przepływu powietrza przez wymiennik oraz większą podatnością na odkładanie się zanieczyszczeń.

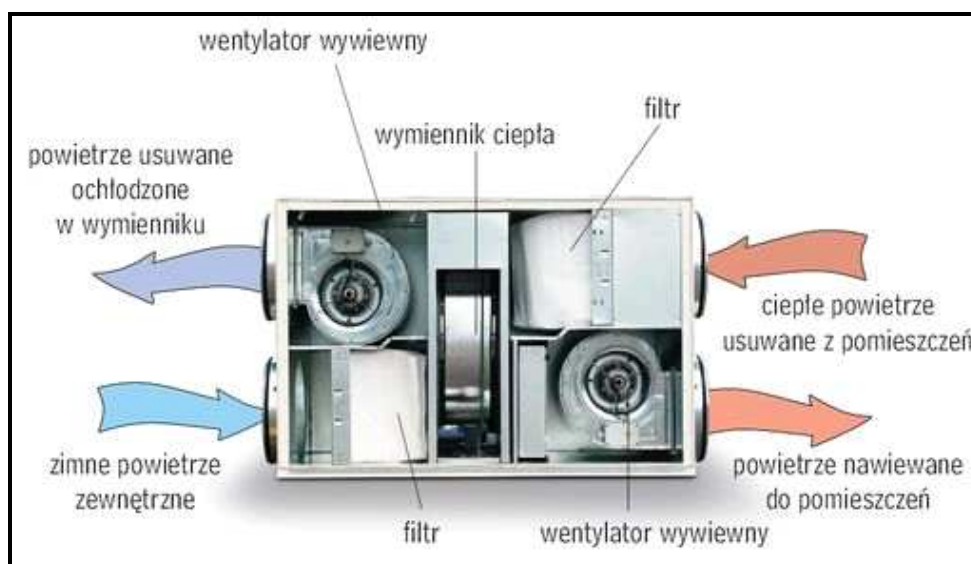
Zadanie zapewnienia naprzemiennego kontaktu powierzchni wymiany ciepła z dwoma strumieniami powietrza można rozwiązać dwojako[87]:

- budując wymiennik z ruchomym (obrotowym) wypełnieniem akumulacyjnym, którego segmenty przemieszczają się pomiędzy kanałem powietrza wywiewanego i nawiewanego;
- organizując cyklicznie zmienny przepływ obu strumieni przez nieruchome bloki wypełnienia regeneratora.

Najbardziej rozpowszechnionym regeneratorem w układach wentylacyjnych i klimatyzacyjnych jest **obrotowy** wymiennik ciepła. Jego zasadniczym elementem jest wypełnienie akumulacyjne zbudowane w formie wirnika(rys1.15).



Rys.1.15. Regeneracyjny obrotowy wymiennik ciepła



Rys.1.16. Centrala wentylacyjna z regeneracyjnym obrotowym wymiennikiem ciepła

Bęben ten jest osadzony w łożyskach kulkowych i zamknięty w blaszanej obudowie, stanowiącej sekcję odzysku ciepła w centrali (rys.1.16). Jedną częścią jej przekroju (np.górną) płynie powietrze nawiewane, zaś drugą powietrze wywiewane.

Wirnik jest napędzany silnikiem elektrycznym o stałej lub zmiennej prędkości obrotowej, za pośrednictwem przekładni pasowej. Typowy zakres prędkości rotora sięga od 10 do 20obr/min. Zmiana prędkości obrotowej wirnika jest jedną z metod regulacji temperatury powietrza nawiewanego oraz sposobem zapobiegania zaszronieniu. Na rynku oferowane są najczęściej regeneracyjne obrotowe wymienniki ciepła o średnicy od 500 do 2500mm, o grubości od 200 do około 300mm, charakteryzujące się spadkiem ciśnienia powietrza w granicach od 100 do 300Pa.

Zalety regeneracyjnego wymiennika ciepła to[87]:

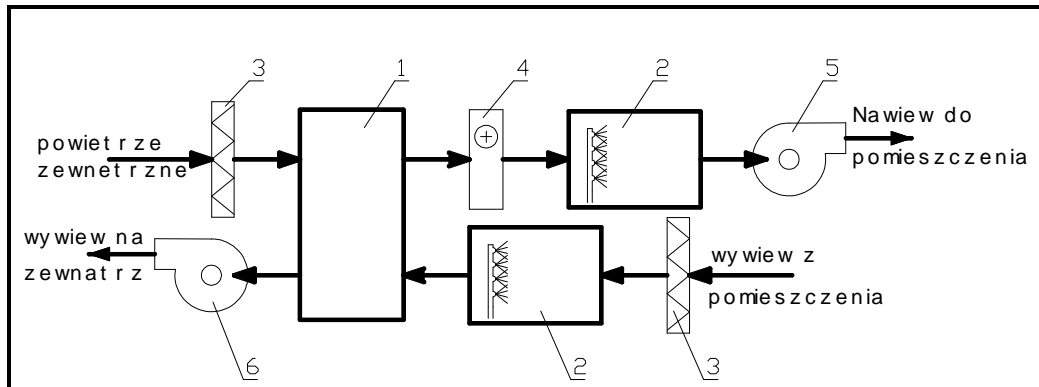
- wysoka sprawność odzysku ciepła, w typowych warunkach roboczych nawet przewyższającą 80%,
- zwartość konstrukcji i mniejsze gabaryty w porównaniu z rekuperatorami,
- mniejsze niebezpieczeństwo szronienia niż dla wymiennika krzyżowo –płytowego, któremu można przeciwdziałać przez regulację prędkości obrotowej wirnika,
- możliwość regulacji wydajności wymiennika dzięki skokowej lub płynnej zmianie prędkości obrotowej wirnika, aż do „wyłączenia” regeneratora przy wyłączonym napędzie,
- możliwość odzysku zarówno ciepła jak i wilgoci.

Natomiast wadami tego wymiennika są[87]:

- konieczność ciągłego doprowadzania mocy do napędu wirnika (zwykle około 70W),
- potencjalnie większe ryzyko awarii w porównaniu do rekuperatorów, z uwagi na występowanie części ruchomych.

1.4. Sposoby wykorzystania chłodzenia wyparnego w technice klimatyzacyjnej

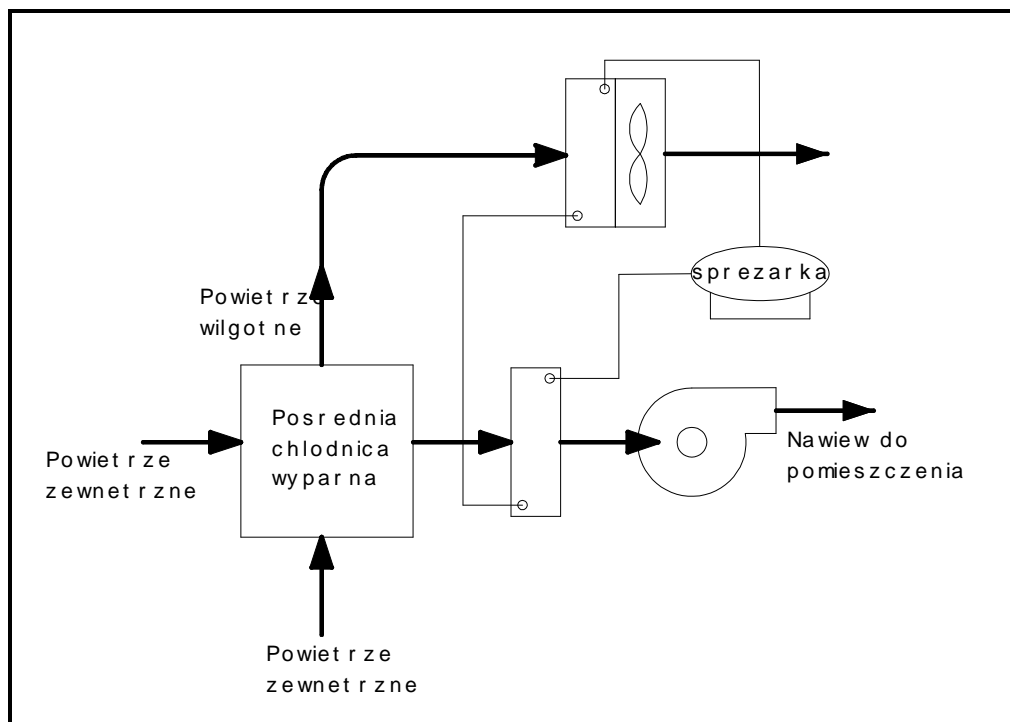
Odparowanie wody w systemach wykorzystujących chłodzenie wyparne może odbywać się w komorze zraszana lub w odpowiednio do tego celu przystosowanym urządzeniu do odzysku ciepła. Zastosowanie komory zraszania w pośrednim układzie do obniżania temperatury powietrza umożliwia przyjęcie dowolnego urządzenia do odzysku ciepła zarówno rekuperacyjnego, jak i regeneracyjnego. Na rys.1.17 przedstawiono ogólny schemat urządzenia klimatyzacyjnego z odzyskiem ciepła jawnego i zastosowaniem chłodzenia wyparnego[19]. Komora zraszania w części wywiewnej instalacji i wymiennik do odzysku ciepła tworzą układ do pośredniego chłodzenia wyparnego, a w komorze zraszania w części nawiewnej zachodzi bezpośrednie chłodzenie wyparne.



Rys.1.17. Schemat urządzenia klimatyzacyjnego z odzyskiem ciepła oraz pośrednim i bezpośrednim chłodzeniem wyparnym

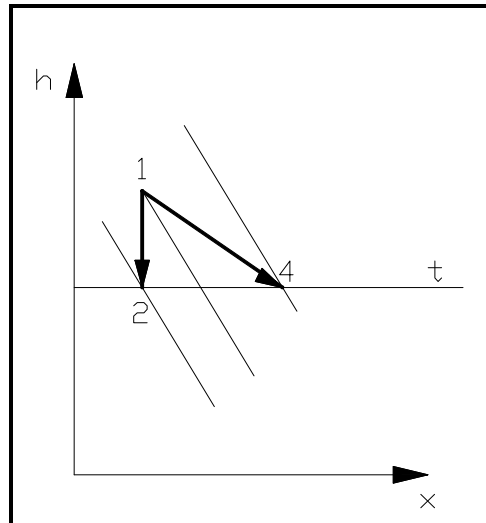
1-Urządzenie do odzysku ciepła, 2-komora zraszania, 3-filtr, 4-nagrzewnica, 5-wentylator nawiewny, 6-wentylator wywiewny [19]

Innym rozwiązaniem, które może znaleźć zastosowanie w technice wentylacyjnej jest układ przedstawiony na rysunku 1.18 [19].



Rys.1.18. Schemat urządzenia klimatyzacyjnego ze wstępnym ochładzaniem powietrza za pomocą pośredniego chłodzenia wyparnego z wykorzystaniem powietrza roboczego do ochładzania skraplacza

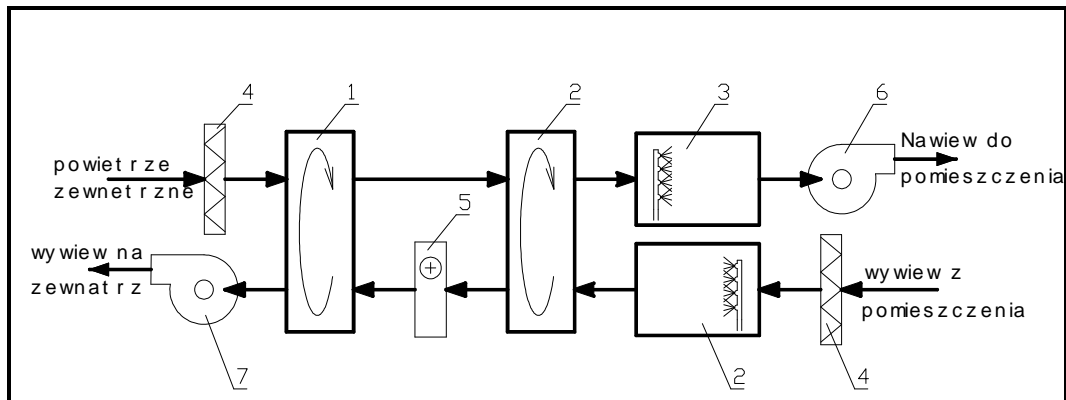
W chłodnicy wyparnej zbudowanej na bazie wymiennika płytowego temperatury membrany po suchej i mokrej stronie mają podobne wartości. Zatem nawilżane powietrze robocze będzie się schładzać w podobny sposób jak powietrze ochładzane (rys.1.19).



Rys. 1.19. Sposób separacji energii za pomocą jednostronnie zraszane wymiennika płytowego przy przepływie dwóch strug powietrza przez dwie przestrzenie powietrzne jednostronnie zraszane wymiennika płytowego przedstawiony na wykresie $h-x$ powietrza wilgotnego

W pośredniej chłodnicy wyparnej zachodzi wstępne ochłodzenie powietrza wentylującego a na parowniku jego dalsze ochłodzenie i osuszenie. Wilgotne, ale chłodne powietrze ma zdolność absorpcji ciepła, które może być wykorzystane na skraplaczu urządzenia ziębniczego. Potrzeba takiego lub podobnego rozwiązania może wystąpić w obiektach miejskich gdzie ze względu na istniejącą zabudowę stworzenie dogodnych warunków dla pracy skraplacza urządzenia ziębniczego może być utrudnione.

Przykładem rozwiązania, które może zastąpić sprężarkowe urządzenia ziębnicze jest układ przedstawiony na rysunku 1.20 [19]. Powietrze zewnętrzne jest osuszane w obrotowym wymienniku ciepła i masy, następnie wstępnie ochładzane w obrotowym wymienniku ciepła i ostatecznie w adiabatycznej komorze nawilżania. Struga wywiewna zaś jest schładzana w adiabatycznej komorze zraszania a następnie podgrzewana na wymienniku obrotowym kosztem ciepła powietrza nawiewanego. Aby mogła ona zasymilować wilgoć z sorbentu, musi zostać podgrzana w nagrzewnicy.



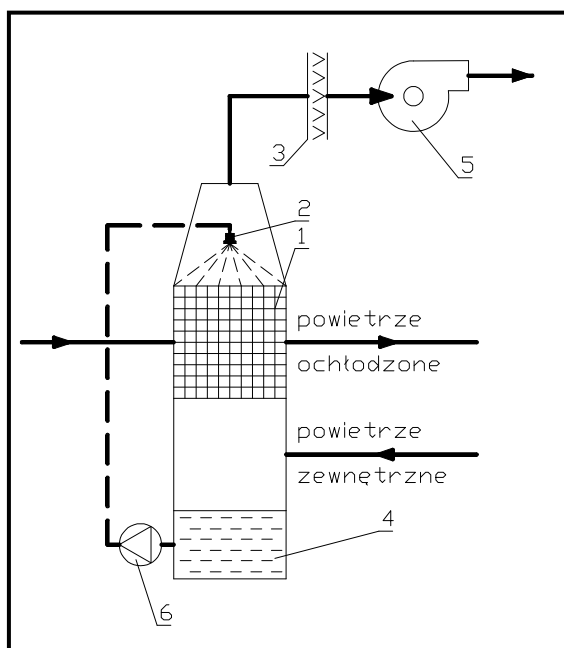
Rys.1.20. Schemat urządzenia do bezpośredniego i pośredniego chłodzenia wyparnego z wykorzystaniem obrotowego wymiennika ciepła i masy do oziębiania i osuszania powietrza[19]

1-Regeneracyjny obrotowy wymiennik ciepła i masy, 2- Regeneracyjny obrotowy wymiennik ciepła, 3- komora zraszania, 4- filtr, 5- nagrzewnica, 6- wentylator nawiewny, 7- wentylator wywiewny

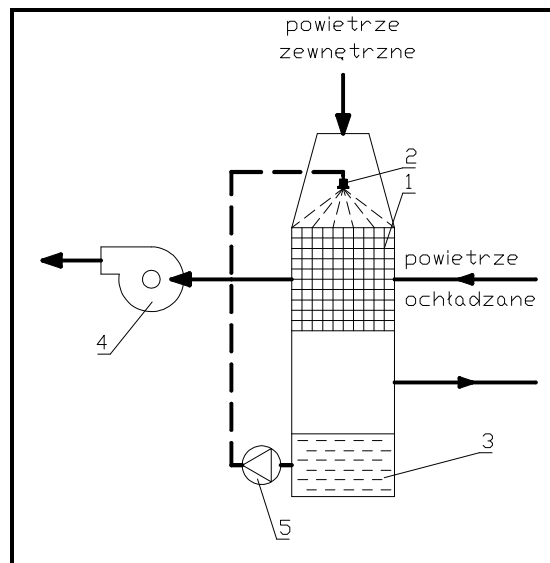
Kolejnym rozwiązaniem, które może znaleźć zastosowanie w technice wentylacyjnej jest układ przedstawiony na rysunku 1.21 i rysunku 1.22. Układ zbudowany jest ze zraszanego wymiennika płytowego, pompy wody obiegowej, wentylatora i odkraplacza.

Przepływ czynników przez wymiennik płytowy może odbywać się względem siebie:

- przeciwprądowo: przepływ powietrza kierowany jest do góry, a woda rozpylana jest w dół (rys.1.21),
- współprądowo: woda rozpylana jest w dół oraz powietrze przepływa pionowo w dół (rys.1.22).



Rys.1.21. Schemat urządzenia z pośrednim chłodzeniem wyparnym i przeciwprądowym przepływem czynników przez wymiennik płytowy:
1- Wymiennik płytowy, 2- rozpylacz wody, 3- odkraplacz, 4- wana wody obiegowej, 5- wentylator, 6- pompa



Rys.1.22.Schemat urządzenia z pośrednim chłodzeniem wyparnym i współprądowym przepływem czynników przez wymiennik płytowy

1-Wymiennik płytowy, 2-rozpylacz wody, 3-wanna wody obiegowej, 4-wentylator, 5-pompa

2. Wprowadzenie-podstawy teoretyczne

2.1. Procesy zachodzące w zraszonym wymienniku płytowym

2.1.1. Przepływ dwufazowy w kanałach wymiennika płytowego

Przepływ dwufazowy jest to wspólny przepływ dwóch faz w jednym kanale. Poszczególne fazy mogą występować jako ośrodek ciągły, którym jest zawsze jakiś płyn, to jest gaz lub ciecz, bądź też jako ośrodek rozproszony (rozdrobiony), którym może być substancja o dowolnym stanie skupienia, to jest ciało stałe, ciecz lub gaz. Ośrodek ciągły nosi nazwę fazy ciągłej (płynnej), a ośrodek rozproszony- fazy rozproszonej (dyskretnej). Przepływy dwufazowe charakteryzuje to, że granica rozdziału faz formuje się i zmienia w czasie ruchu a podczas przepływu kształtuje się odpowiednia struktura przepływu, która może ulegać zmianie[71].

Znacznie bardziej złożonym układem od układów zawierających fazę stałą jest układ ciecz- gaz. Faza gazowa i ciekła mogą przybierać różne geometryczne ukształtowania podczas wspólnego przepływu (tab.2.1).

Tabela 2.1. Geometryczne ukształtowania faz gazowej i ciekłej podczas ich wspólnego przepływu[71]

	GAZ	CIECZ
PRZEPŁYW DWUFAZOWY	ciągły	ciągły
	ciągły	nieciągły
	nieciągły	ciągły
	nieciągły	nieciągły

Nieciągły układ obu faz jest możliwy tylko w przypadkach wyjątkowych, wobec czego praktycznie w grę wchodzi trzy pierwsze układy.

Rodzaj struktury w przepływie dwufazowym jest ukształtowany przez siły działające na każdą z faz, głównie siły bezwładności, ciężkości, wyporu, ciśnienia, lepkości i napięcia powierzchniowego. Jeżeli weźmie się pod uwagę jedynie siły bezwładności i lepkości to w przepływie jednofazowym charakter przepływu może być laminarny lub turbulentny, a w przepływie dwufazowym są możliwe cztery przypadki(tab.2.2).

Tab.2.2. Charakter przepływu faz gazowej i ciekłej podczas przepływu dwufazowego

	GAZ	CIECZ
PRZEPŁYW DWUFAZOWY	laminarny	laminarny
	laminarny	turbulentny
	turbulentny	laminarny
	turbulentny	turbulentny

Na charakter struktury dwufazowego przepływu adiabatycznego wywiera wpływ wiele czynników[71]:

- strumień objętości każdej z faz,
- gęstość i lepkość każdej z faz oraz napięcie powierzchniowe cieczy,
- kąt nachylenia przewodu względem poziomu(najczęściej występuje przewód pionowy lub poziomy)
- kierunek przepływu (do góry, na dół, współprąd, przeciwprąd),
- ciśnienie,

- rozmiary poprzeczne przewodu,
- ukształtowanie wzdłużne przewodu,
- sposób doprowadzenia obu faz do przewodu,
- długość wlotowa przewodu.

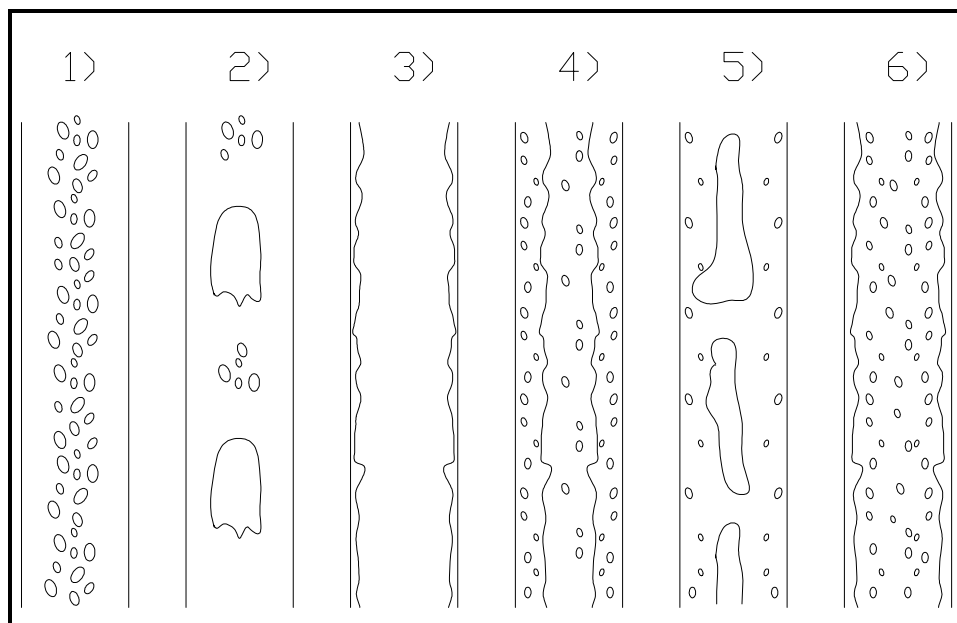
W dwufazowych przepływach nieadiabacyjnych podstawowy wpływ na strukturę przepływu wywiera sposób doprowadzenia ciepła, a w najczęstszym przypadku dopływu ciepła przez ściankę przewodu- wielkość strumienia ciepła (przemiana fazowa).

2.1.2. Przepływ adiabatyczny w przewodzie pionowym

Ze względu na kierunek przepływu faz, w przewodach pionowych są możliwe trzy układy:

- gaz i ciecz do góry (współprąd),
- gaz i ciecz w dół (współprąd),
- gaz do góry a ciecz w dół (przeciwprąd).

Na rysunku 2.1 pokazano zmiany zachodzące przy stałym przepływie cieczy i wzrastającym przepływie gazu podczas współprądowego przepływu z góry w dół [71].



Rys.2.1. Struktura adiabatycznego przepływu mieszaniny ciecz-gaz we współprądowym ruchu w dół

1) pęcherzykowa 2) korkowa 3) pierścieniowa 4) pierścieniowo-pęcherzykowa 5) spieniona

6) dyspersyjno-pierścieniowa [71]

Współprądowy ruch czynników z góry w dół różni się od innych przypadków zwiększonym udziałem fazy gazowej w strukturze przepływu. Wyróżnia się sześć następujących rodzajów struktur przepływu:

1) Pęcherzykową

Przy bardzo małej ilości gazu tworzą się rozproszone w cieczy pęcherzyki. Mają one różne rozmiary i kształty oraz tendencję do przepływu w rdzeniu strugi. Średnica rdzenia z pęcherzyków oraz wymiary pęcherzyków wzrastają ze zwiększeniem ilości powietrza.

2) Korkową

Przy większej ilości gazu pęcherze łączą się w zespoły mające kształt korków. Korki są oddzielone od ściany błoną cieczy. Czoło korka jest zaokrąglone (elipsoidalne), a koniec płaski z małymi pęcherzykami za korkiem. Długość korka może dochodzić do kilkudziesięciu centymetrów i więcej. Przepływ korkowy ze względu na swoją niejednorodną strukturę ma charakter pulsacyjny, dlatego nosi nazwę przepływu pulsacyjnego.

3) Pierścieniową

Przepływ ten powstaje w zasadzie wskutek wydłużenia korków i przzerwania dzielących je przegród ciekłych. Ciecz płynie po ścianie głównie w postaci błony bez pęcherzyków powietrza.

4) Pierścieniowo- pęcherzykową

Dalszy wzrost ilości powietrza powoduje wzajemne działanie obydwu faz na siebie w wyniku czego w warstwie wody pojawiają się pęcherzyki, a w gazie kropelki wody.

5) Spioną

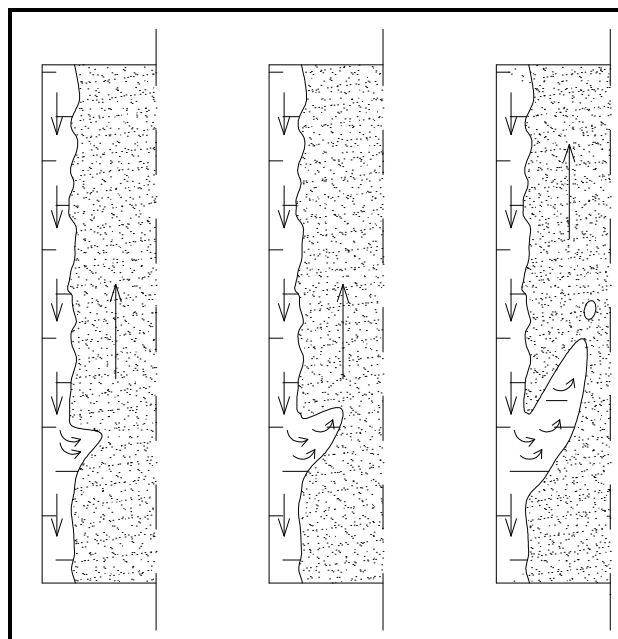
Przepływ ten powstaje przy dalszym wzroście udziału gazu w wyniku rozrywania warstwy cieczy. Przy dużych prędkościach gazu błona ulega pofałdowaniu, a z jej grzbietów odrywają się kropelki, które mogą gromadzić się w roje lub łączyć w smugi.

6) Dyspersyjno- pierścieniową

Słaba zwilżalność ścianki przewodu i niewielka ilość cieczy może spowodować nawet nieobecność cieczy w jej niektórych miejscach a zatem nieciągłość fazy ciekłej. W gazie występują stale kropelki wody.

Współprądowy ruch cieczy i gazu w górę różni się nieco od opisanego ruchu w dół. Duże różnice wykazuje przepływ pęcherzykowy, w którym pęcherze płyną w rozproszeniu a nie jak poprzednio w pobliżu osi. Przepływ korkowy jest mniej statyczny niż w przypadku ruchu w dół. Dwojaki charakter przepływu pierścieniowego polega na tym, że spływająca błona składa się z cieczy lub z cieczy z pęcherzami.

Przeciwprądowy ruch cieczy i gazu różni się od omówionych powyżej przepływów współprądowych. Ruch przeciwprądowy, tj. ruch gazu do góry, a cieczy w dół, ma duże znaczenie praktyczne podczas realizacji wymiany ciepła i masy. W przeciwprądzie występuje tylko struktura pierścieniowa, która w granicznym przypadku przechodzi w dyspersyjną. Jednak przepływ przeciwprądowy, odmiennie niż współprądowy, nie może istnieć przy dowolnych udziałach objętościowych obu faz. Przy wzroście przepływu gazu zwiększa się naprężenie styczne na granicy faz, co prowadzi do zahamowania, a nawet odwrócenia ruchu błony cieczy (rys.2.2). Towarzyszy temu często odrywanie się kropeł.



Rys.2.2. Różne stadia zahamowania błony cieczy podczas przeciwprądowego ruchu w przewodzie pionowym[71]

2.1.3. Parametry jednowymiarowego przepływu dwufazowego

Jak wynika z rozdziału 2.1.1 i 2.1.2, struktura przepływów dwufazowych jest zróżnicowana i złożona. Dla jej ilościowego opisu potrzeba wielu parametrów, które można ująć w dwie grupy. Do pierwszej należą parametry przepływu jednofazowego, takie jak strumień objętości lub masy obu faz oraz mieszaniny, różnie zdefiniowane prędkości i gęstości. Parametry drugiej grupy są specyficzne dla przepływów dwufazowych- należą do nich przede wszystkim parametry dotyczące udziałów obu faz. Podstawowe wielkości z tego zakresu zawiera opracowanie [71]:

Strumień objętości mieszaniny wynosi:

$$\dot{V} = \dot{V}_p + \dot{V}_w \quad [2-1]$$

Prędkość zredukowana- czyli gęstość strumienia objętości każdej fazy, jest to prędkość odniesiona do całego poprzecznego przekroju przewodu (uśredniona w całym przekroju), choć każda z faz płynie tylko częścią przekroju, a więc:

$$w_p = \frac{\dot{V}_p}{A} \quad [2-2]$$

$$w_w = \frac{\dot{V}_w}{A} \quad [2-3]$$

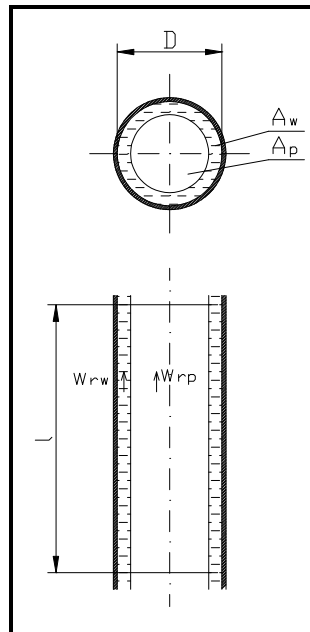
Prędkość mieszaniny w jest sumą prędkości zredukowanych obu faz.

Prędkość rzeczywista (liniowa)- jest w przepływie jednowymiarowym prędkością uśrednioną w tej części przekroju, którą zajmuje dana faza. Widać to na przykładzie struktury pierścieniowej przy współprądowym ruchu gazu i cieczy do góry (rys.2.3).

W ustalonych warunkach można przyjąć, że prędkości rzeczywiste gazu i cieczy nie ulegają zmianie na długości przewodu l.

$$w_{rp} = \frac{\dot{V}_p}{A_p} \quad [2-4]$$

$$w_{rw} = \frac{\dot{V}_w}{A_w} \quad [2-5]$$



Rys.2.3. Ilustracja niektórych oznaczeń

Parametry wynikające ze stosunku objętości obu faz, to **stężenie objętościowe** fazy rozproszonej ω i **porowatość** ε :

$$\omega = \frac{V_p}{V} = \frac{A_p}{A} \quad [2-6]$$

$$\varepsilon = \frac{V_w}{V} = \frac{A_w}{A} \quad [2-7]$$

Stężenie objętościowe ω jest to zatem stosunek objętości fazy rozproszonej V_p do objętości mieszaniny V , a porowatość ε oznacza stosunek objętości porów, tj. objętości fazy ciągłej (pływu) V_w do objętości mieszaniny V . Przyjmuje się, że w przepływie jednowymiarowym stężenie objętościowe ω oraz porowatość ε są to także stosunki odpowiednich powierzchni poprzecznych kanałów.

Parametry wynikające ze stosunku strumieni objętości lub masy w przepływie jednowymiarowym są następujące:

Koncentracja transportowa (jakość objętościowa) ξ - jest to stosunek strumienia objętości gazu lub pary do strumienia objętości mieszaniny:

$$\xi = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}_p + \dot{V}_w} = \frac{\dot{V}_p}{\dot{V}} = \frac{w_p}{w} \quad [2-8]$$

Stopień suchości (jakość) x : jest to stosunek strumienia masy gazu lub pary do strumienia masy mieszaniny:

$$x = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_p + \dot{m}_w} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} \quad [2-9]$$

2.1.4. Rozpylanie wody w kanałach

Najczęściej urządzenia do rozpylania cieczy (w tym wody) na krople nazywane są rozpylaczami. Rozpylacze mogą występować jako urządzenia samodzielne, lub mogą stanowić część składową większych urządzeń jak np. palnik kotłowy czy komora zraszania.

Najbardziej celową klasyfikacją rozpylaczy jest klasyfikacja ze względu na rodzaj energii używanej do rozpylania (tabela 2.3)[69,70]. Źródła tej energii mogą być różne:

- energia cieczy,
- energia gazu,
- energia mechaniczna,
- energia drgań, elektryczna itd.

Do rozpylania cieczy stosuje się przede wszystkim rozpylacze, których działanie polega na wykorzystaniu energii ciśnienia doprowadzanej do nich cieczy- zwane rozpylaczami ciśnieniowymi lub hydrodynamicznymi [39]. Z grupy rozpylaczy najbardziej przydatne są rozpylacze strumieniowo- wirowe, które łączą w sobie cechy rozpylacza strumieniowego oraz wirowego i dlatego wykorzystywane są w nich pozytywne cechy obu tych rozpylaczy. Rozpylacz strumieniowo- wirowy posiada otwór osiowy (cecha rozpylacza strumieniowego), oraz rozmieszczone obwodowo na wkładce zawirowującej otwory o odpowiednio dobranym

kącie nachylenia względem osi rozpylacza lub inny element o podobnym działaniu (cecha rozpylacza wirowego). Podczas wprowadzania cieczy do tak zbudowanego rozpylacza powstają dwie strugi: osiowa i zawirowana pierścieniowa, które oddziałują na siebie przed wylotem z rozpylacza. Na skutek wymiany pędu i masy tych strug w komorze wirowej i w otworze wylotowym uzyskuje się tzw. pełny stożek rozpylenia cieczy, charakteryzujący się (dla odpowiednio dobranych wymiarów otworu osiowego, otworów zawirowujących oraz otworu wylotowego) możliwością uzyskania różnych objętości strumienia rozpylanej cieczy, kątów rozpylenia strugi i odpowiedniego do praktycznych potrzeb promieniowego rozkładu gęstości strumienia cieczy w strudze.

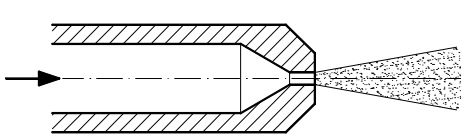
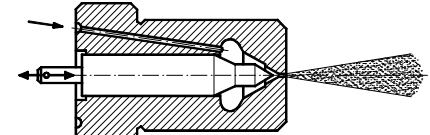
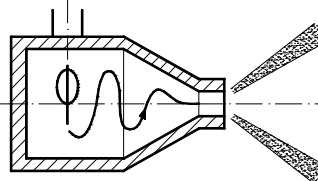
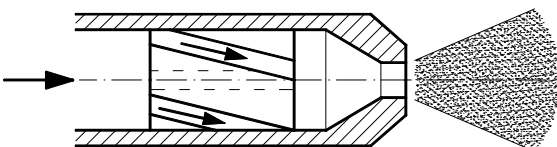
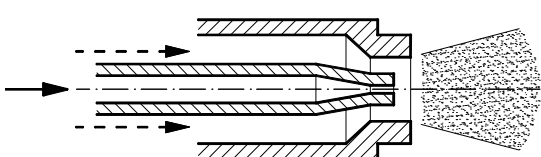
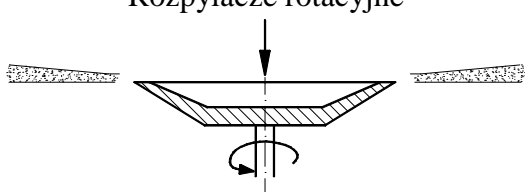
W praktyce można spotkać ok. 30 różnych konstrukcji rozpylaczy strumieniowo-wirowych [39]. Ze względu na rodzaj elementu konstrukcyjnego, formującego strugę osiową i wirową wewnątrz rozpylacza, można je podzielić na trzy grupy:

- rozpylacze ze stycznymi, względem komory wirowej, otworami wlotowymi strugi zawirowanej,
- rozpylacze z wkładką zawirowującą,
- rozpylacze ze specjalnymi elementami konstrukcyjnymi służącymi do formowania strumienia osiowego.

Wytworzoną za rozpylaczem strugę kropeł charakteryzują parametry jej makrostruktury i mikrostruktury (widmo rozpylania cieczy i średnia średnica kropeł w widmie rozpylenia). Na średnią średnicę kropeł d_k wpływ mają następujące parametry:

- średnica otworu wylotowego rozpylacza d ,
- początkowa wartość składowej osiowej prędkości cieczy w otworze wylotowym w_w ,
- początkowa wartość składowej obwodowej prędkości cieczy w otworze wylotowym v_w ,
- lepkość dynamiczna cieczy η_c ,
- lepkość dynamiczna otaczającego gazu η_g ,
- gęstość rozpylanej cieczy ρ_c ,
- gęstość otaczającego gazu ρ_g ,
- napięcie powierzchniowe cieczy σ .

Tabela 2.3. Klasyfikacja rozpylaczy[69,70]

Energia cieczy	<p>Rozpylacze strumieniowe o działaniu ciągłym</p> 	<p>Rozpylacze strumieniowe o działaniu przerywanym</p> 
	<p>Rozpylacze wirowe</p> 	
	<p>Rozpylacze strumieniowo – wirowe</p> 	
Energia gazu	<p>Rozpylacze pneumatyczne</p> 	
Energia mechaniczna	<p>Rozpylacze rotacyjne</p> 	
Energia drgań, energia elektryczna itp.	<p>Rozpylacze różne: akustyczne ultradźwiękowe elektrostatyczne pulsacyjne itd.</p>	
Legenda:	<p>—▶ ciec - - -▶ gaz</p>	

Na podstawie analizy wymiarowej w pracy [39] wyprowadzono bezwymiarowe liczby podobieństwa wpływające na średnią średnicę kropli d_k powstającą w rozpylaczu o średnicy d :

$$\frac{d_k}{d} = f\left(\frac{d \cdot w_w^2 \cdot \rho_g}{\sigma}, \frac{d \cdot \rho_c \cdot \sigma}{\eta_c^2}, \frac{\eta_g}{\eta_c}, \frac{\rho_g}{\rho_c}, \frac{w_w}{v_w}\right) \quad [2-10]$$

lub

$$\frac{d_k}{d} = f\left(We, Lp, N, M, \frac{1}{K}\right) \quad [2-11]$$

gdzie:

$$We = \frac{d \cdot w_w^2 \cdot \rho_g}{\sigma} - \text{liczba Wezera}, \quad [2-12]$$

$$Lp = \frac{d \cdot \rho_c \cdot \sigma}{\eta_c^2} - \text{liczba Laplace'a}, [2-13]$$

$$N = \frac{\eta_g}{\eta_c} - \text{stosunek lepkości dynamicznych gazu i cieczy}, \quad [2-14]$$

$$M = \frac{\rho_g}{\rho_c} - \text{stosunek gęstości gazu do gęstości rozpylonej cieczy}, \quad [2-15]$$

$$K = \frac{v_w}{w_w} - \text{stała geometryczna rozpylacza}. \quad [2-16]$$

Gdy zmiany temperatury mediów są nieznaczne, także zmiany ich właściwości fizycznych są niewielkie, powyższy zapis można zatem uprościć do postaci:

$$\frac{d_k}{d} = f(We) \quad [2-17]$$

Stosowanie liczby Webera do określenia przeciętnej średnicy rozdrabnianych kropeł zakładają modele fizyczne procesu dyspersji cieczy i jest ona powszechnie używana do opisu tych zjawisk. Przyjmuje się wówczas wykładnik potęgi przy tej liczbie równy 0,6.

Na ilość powstających kropeł w kanale również będzie miała wpływ ilość podawanej wody przypadającej na obwód zraszany. Parametr ten można określić, opierając się na kryterium Reynoldsa:

$$\text{Re}_w = \frac{4 \cdot \Gamma}{v_w \cdot \rho_w} \quad [2-18]$$

w którym:

$$\Gamma = \frac{G_w}{O} \quad [2-19]$$

2.1.5. Współczynnik wnikania ciepła

Współczynniki wnikania ciepła dla wymienników płytowych obliczane są z ogólnych równań typu $\text{Nu} = f(\text{Re}, \text{Pr})$ stosowanych w wymianie ciepła. Dla każdego typu wymiennika ciepła wyznaczone są odpowiednie stałe i wykładniki potęgowe przy bezwymiarowych modułach. W przypadku wymienników płytowych współczynnik wnikania ciepła, decydujący w dużym stopniu o efektywności wymiennika jest dla każdego rodzaju płyt inny i powinien być wyznaczony doświadczalnie oraz powinien być uzupełniony wieloma informacjami takimi jak: zakresem jego stosowania, szczegółową definicją występujących w nim parametrów, np. wymiaru liniowego, prędkości itp. Ważna jest również sprawa właściwości materiałowych: lepkości, przewodnictwa cieplnego itp. Często zmieniają się one znacznie w zakresie występujących temperatur. Jako temperatury odniesienia, które w większości przypadków nie są stałe i rozkładają się nierównomiernie, zarówno w przekroju strumienia jak i wzdłuż drogi przekazywania ciepła, przyjmuje się średnią temperaturę płynu i średnią temperaturę płynu na granicy faz.

Dla przepływów w pełni hydrodynamicznie rozwiniętych, poza przepływem laminarnym[19], warunki przekazywania ciepła są ustabilizowane i obliczenia wymienników ciepła można przeprowadzić analitycznie. Robi się to poprzez wyznaczenie dla danej powierzchni wymiany ciepła A współczynnika przenikania ciepła k i średnią logarytmiczną różnicę temperatur Δt .

Warunkiem stabilizacji przepływu jest odpowiednia wartość parametru l/d_z we wzorze na średnią liczbę Nusselta:

$$Nu_{sr} = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^{m1} \left(\frac{l}{d_z} \right)^n \quad [2-20]$$

W większości przypadków uznaje się, że powyżej wartości parametru $l/d_z=50 \div 60$ [24] przepływ ma charakter ustalony. Często jednak w wymiennikach wielkość parametru $l/d_z \leq 60$ jest zakresem dominującym i poza przypadkiem współprądowego przepływu czynników przyjmowanie uśrednionej wartości współczynnika wnikania ciepła może prowadzić do zawyżania wyniku obliczeń.

Przykładowe zależności na obliczanie liczby Nusselta, uwzględniające efekty wlotowe do kanałów powietrznych wyglądają następująco [19]:

1) dla przepływu laminarnego powietrza:

$$a) \quad Nu = 1,36 \cdot Re^{0,4} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{d_z}{l} \right)^{0,4} \quad [2-21]$$

$$b) \quad Nu = 3,66 + \frac{0,0677 \cdot \left(Pr \cdot Re \cdot \frac{d_z}{l} \right)^{1,33}}{1 + 0,1 \cdot Pr \cdot \left(Re \cdot \frac{d_z}{l} \right)^{0,83}} \quad [2-22]$$

2) dla przepływu powietrza przy $Re=2500 \div 11000$ i $l/d_z=8,6 \div 37,2$

$$Nu = Re^{0,63} \cdot \left(\frac{d_z}{l} \right)^{0,6} \quad [2-23]$$

3) dla przepływu powietrza przy $Re=10^4 \div 5 \cdot 10^5$, $l/d_z=30 \div 120$ i w temperaturze $T=330 \div 1695$ K

$$Nu = 0,034 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{d_z}{l} \right)^{0,1} \quad [2-24]$$

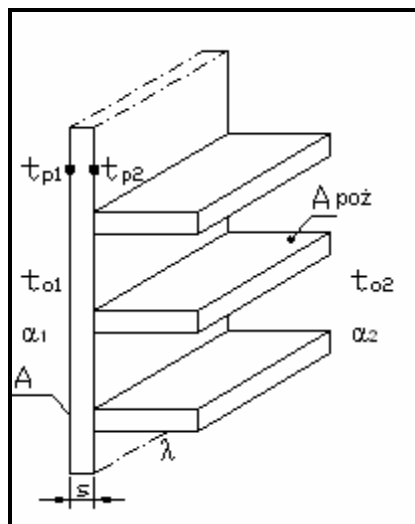
Współczynnik wnikania ciepła oblicza się, po zastosowaniu odpowiedniej formuły na liczbę Nusselta, ze wzoru [88,97]:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{l} \quad [2-25]$$

2.1.6. Ilość ciepła przenikającego przez płaską powierzchnię ożebrowaną

Wymienniki płytowe, stosowane w centralach klimatyzacyjnych do odzysku ciepła, najczęściej wykonuje się z tworzyw sztucznych. Współczynniki przewodzenia ciepła tych materiałów są stosunkowo niskie. Konstrukcja wymiennika ma jednak rozwiniętą strukturę, która umożliwia przekazywanie ciepła na drodze przewodzenia przez powierzchnię, istniejących w wyniku stosowanej technologii, żeber.

Na rysunku 2.4 przedstawiono płaską przegrodę, której jedna strona jest ożebrowana n żebrami o powierzchni jednego zębra A_z i sprawności ε_z [97].



Rys.2.4. Płaska powierzchnia ożebrowana.

Strumień ciepła przenikającego przez powierzchnię płaską z jednej strony ożebrowaną wynosi:

$$Q = \frac{A \cdot (t_{o1} - t_{o2})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{A}{A_{poz} \cdot \varepsilon_{poz}}} \quad [2-26]$$

lub w odniesieniu do powierzchni po stronie żeber:

$$Q = \frac{A \cdot (t_{o1} - t_{o2})}{\frac{\varphi}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} \cdot \varphi + \frac{1}{\varepsilon_{poz} \cdot \alpha_2}} \quad [2-27]$$

gdzie $A_{poz}/A = \varphi$ jest współczynnikiem ożebrowania

2.2. Sprawność wymiennika ciepła

Sprawność wymiennika jest to stosunek jego wydajności do wydajności, jaka miałby on, gdyby czynnik o mniejszym równoważniku wodnym przepływu W_{\min} wykorzystał całkowicie maksymalną różnicę temperatur Δt_{\max} , występującą w tym wymienniku w celu uzyskania zwiększonego strumienia ciepła [75].

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} \quad [2-28]$$

Zgodnie z definicją [75]:

$$\dot{Q} = W_g \cdot (t_{gwl} - t_{gwył}) = W_z \cdot (t_{zwył} - t_{zwl}) \quad [2-29]$$

$$\dot{Q}_{\max} = W_{\min} \cdot (t_{gwl} - t_{zwl}) \quad [2-30]$$

$$W_g = G_g(C_p)_g \quad [2-31]$$

$$W_z = G_z(C_p)_z \quad [2-32]$$

Wielkość $W_{\min} = W_g$, jeżeli $W_g < W_z$ i $W_{\min} = W_z$, jeśli $W_z < W_g$.

Sprawność wymiennika ciepła definiowana jest, zatem za pomocą temperatur czynników wchodzących i wychodzących z urządzenia i strumienia pojemności cieplnej ($G \cdot c_p$), a jest ona funkcją współczynników wnikania ciepła, powierzchni wymiany ciepła i strumienia pojemności cieplnej.

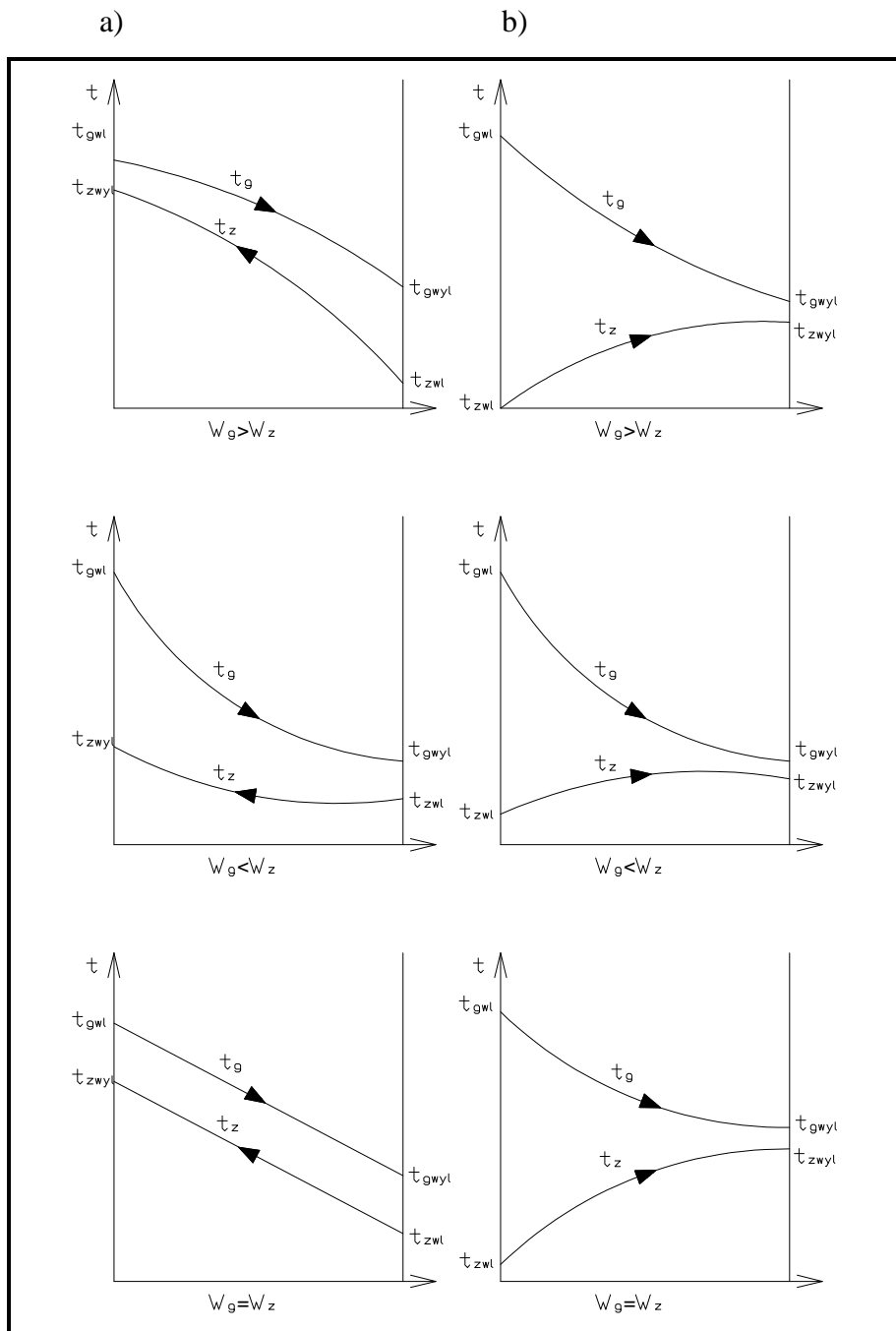
Jako bezwymiarową charakterystykę wymiennika ciepła wprowadza się tzw. liczbę jednostek przenikania ciepła N , która określona jest stosunkiem:

$$N = \frac{A \cdot k_{sr}}{W_{\min}} \quad [2-33]$$

Miedzy ε i N istnieje określony związek, którego postać zależy od charakterystyki względnego ruchu nośników ciepła. W pracy [75] ustalono tę zależność dla przypadku przeciwprądu i współprądu.

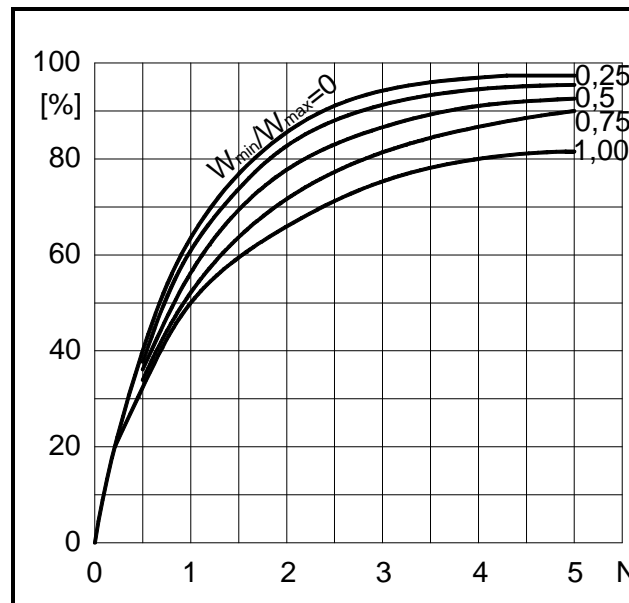
Dla przeciwnieprądowego przepływu czynników wzór przyjmuje postać[75,86]:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}} \cdot e^{-N \left(1 - \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}} \quad [2-34]$$



Rys.2.5. Rozkład temperatur w wymienniku a) przeciwnieprądowym b) współprądowym [49]

Wykres na rysunku 2.6 przedstawia zależność między wielkościami ε i N dla wymiennika przeciuprądowego. Wykres sporządzono w oparciu o zależność [2-34].



Rys.2.6. Zależność między ε i N dla wymiennika przeciuprądowego.

Dla wszystkich wartości $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}$ wartość ε zbliża się do jedności w obszarze dużych wartości N ; im mniejszy jest stosunek $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}$, tym większe ε przy $N=\text{const}$. Szczególnie interesujące są dwa przypadki: gdy $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=0$ i gdy $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=1$. Warunki, dla których $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=0$, w przybliżeniu spełnione są w wymienniku gazowym z chłodzeniem wodnym, gdy $W_{\text{wody}} \gg W_{\text{gazu}}$ (np. w międzystopniowej chłodnicy turbiny gazowej), jak również w warku lub w wyparce, gdzie jeden z czynników ma stałą temperaturę na całej powierzchni wymiany ciepła, a doprowadzenie lub odprowadzenie ciepła wiąże się ze zmianą stanu skupienia, i pojemność cieplna środowiska dąży do nieskończonej wielkości. W tym przypadku, jak to wynika z równania [2-34], dla $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=0$:

$$\varepsilon = 1 - e^{-N} \quad [2-35]$$

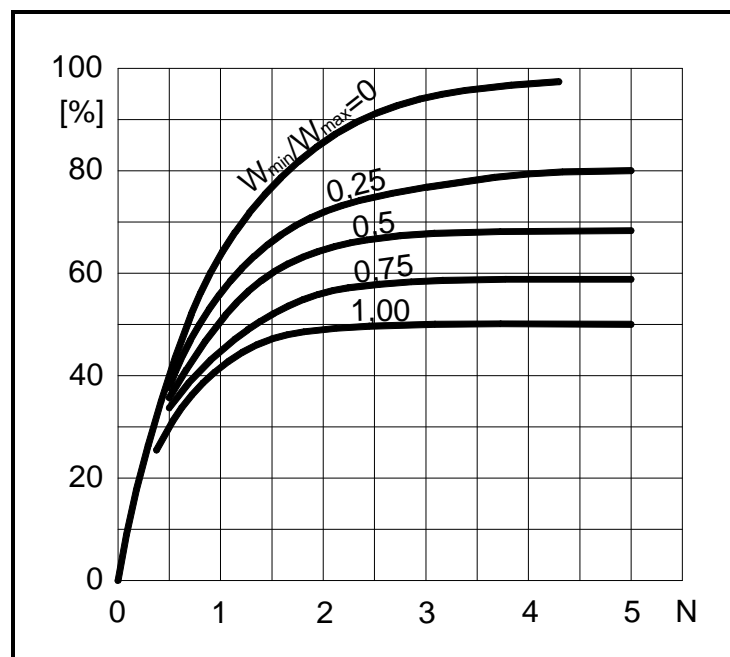
Warunki, dla których $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=1$ odpowiadają wymiennikowi gazowemu, w którym, jak jest to spotykane w urządzeniach turbin gazowych, $W_{\text{gazu}}=W_{\text{pow.}}$. Bezpośrednie podstawienie $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=1$ do równania [2-34] prowadzi do nieoznaczoności. Stosując regułę de l'Hospitala otrzymuje się:

$$\varepsilon = \frac{N}{1+N} \quad [2-36]$$

Analogicznie można otrzymać zależność dla wymiennika współprądowego

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N \left(1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}\right)}}{1 + \frac{W_{\min}}{W_{\max}}} \quad [2-37]$$

Wykres na rysunku 2.7 ilustruje powyższe równanie.



Rys.2.7. Zależność między ε i N dla wymiennika współprądowego.

W tym przypadku, w odróżnieniu od przeciwprądu, asymptoty, do których zbliżają się krzywe charakteryzujące zależność ε od N , przy różnych wartościach $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}$, są mniejsze od jedności we wszystkich przypadkach, z wyjątkiem $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=0$. Dla $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=1$ maksymalna sprawność wymiennika przy współprądzie stanowi połowę odpowiedniej wartości przy przeciwprądzie. Dla $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=0$ równanie [2-37] przyjmuje postać:

$$\varepsilon = 1 - e^{-N} \quad [2-38]$$

co zgodne jest z równaniem otrzymanym w tym przypadku dla przeciwprądu. Wynika stąd, że przy $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=0$ (chłodnice gazowe z chłodzeniem wodnym przy $W_{\text{wody}} \gg W_{\text{gazu}}$, warniki, skraplacze) efekty wymiany ciepła są takie same dla współprądu i przeciwprądu.

Dla $\frac{W_{\min}}{W_{\max}}=1$ zależność [2-37] przyjmuje postać:

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-2N}}{2} \quad [2-39]$$

Z wykresu na rysunku 2.11 wynika, że gazowe wymienniki współprądowe, stosowane w turbinach gazowych, dla których $W_{\text{gazu}} \approx W_{\text{pow.}}$, przy $N > 0,7$ mają znacznie mniejszą sprawność niż wymienniki przeciwprądowe.

2.3. Opory przepływu powietrza

Do obliczania oporów hydraulicznych przy przepływach dwufazowych można zastosować metodę Lockharta- Martinellogo, która opiera się na założeniu, że gradient ciśnienia w wyniku tarcia podczas przepływu mieszaniny dwufazowej ciec-z-gaz, jest proporcjonalny do gradientu ciśnienia wskutek tarcia podczas przepływu jednofazowego, czyli [19]:

$$\frac{\Delta p_f}{\Delta l} = \Phi_c^2 \left(\frac{\Delta p_f}{\Delta l} \right)_c = \Phi_g^2 \left(\frac{\Delta p_f}{\Delta l} \right)_g \quad [2-40]$$

Poprawki Φ_c^2 i Φ_g^2 zależą od wielkości zwanej parametrem Lockharta- Martinello, który jeżeli znane są warunki przepływu oraz właściwości każdej z faz, można wyrazić jako:

$$X^2 = \frac{\text{Re}_{go}^m C_c}{\text{Re}_{co}^n C_g} \left(\frac{G_c}{G_g} \right)^2 \frac{\rho_g}{\rho_c} \quad [2-41]$$

Współczynniki poprawkowe Φ_c^2 i Φ_g^2 obliczono ze wzorów:

$$\Phi_c^2 = 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \quad [2-42]$$

$$\Phi_g^2 = 1 + CX + X^2 \quad [2-43]$$

Stałą C podano w tabeli (2.3), zaś stałe C_g , C_c i wykładniki m, n w tabeli (2.4).

Autorzy omawianych zależności przyjęli zakres laminarny dla $\text{Re} < 1000$, turbulentny dla $\text{Re} > 2000$, a przejściowy dla $1000 < \text{Re} < 2000$.

Tabela.2.4. Stała C w równaniach [2-42] i [2-43]

Charakter przepływu	Re_c	Re_g	C
tt	>2000	>2000	20
lt	<1000	>2000	12
tl	>2000	<1000	10
ll	<1000	<1000	5

Tabela 2.5. Stałe C_c i C_g oraz wartości wykładników potęg w równaniu [2-41]

Wielkość	tt	lt	tl	ll
n	0,2	1,0	0,2	1,0
m	0,2	0,2	1,0	1,0
C_c	0,046	16,0	0,046	16,0
C_g	0,046	0,046	16,0	16,0

Metoda Lockharta- Martinellogo dotyczy tylko przepływu w przewodach o przekroju kołowym. Do obliczenia oporów przepływu przy przepływie laminarnym w kanałach prostokątnych wprowadza się poprawkę $f(\kappa)$, gdzie κ jest stosunkiem długości boków kanału prostokątnego. Wartość tej poprawki dla $\kappa > 1$ oblicza się ze wzoru:

$$f(\kappa) = \left(\frac{\kappa}{2}\right)^{0,16} \quad [2-44]$$

Współczynnik oporu przepływu λ_f dla prędkości skutecznej w^* oblicza się następująco:

$$w^* = \frac{w}{f(\kappa)} \quad [2-45]$$

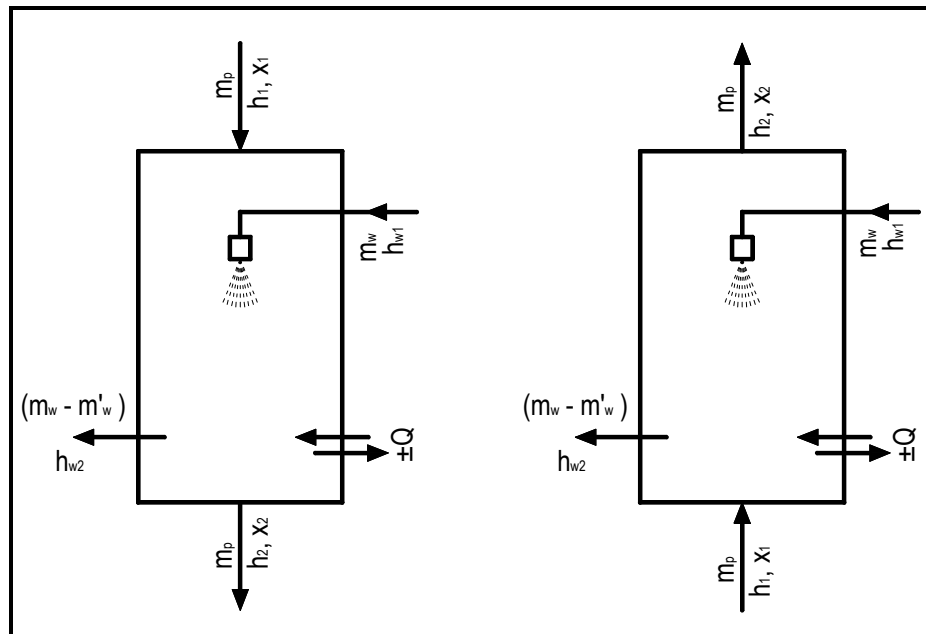
$$\text{Re}^* = \frac{w^* \cdot d_r}{\nu} \quad [2-46]$$

$$\lambda_f^* = 64(\text{Re}^*)^{-1} \quad [2-47]$$

2.4. Bilans cieplny i masowy chłodnicy wyparnej

Bilans cieplny i masowy chłodnicy wyparnej umożliwia przybliżone określenie przebiegu procesów w niej zachodzących. Na rysunku 2.8 przedstawiono schemat chłodnicy, dla której przeprowadzono bilans ciepła i masy.

Przez chłodnicę przepływa masowy strumień powietrza m_p o początkowych parametrach h_1, x_1 . Jednocześnie do rozpylacza doprowadzany jest strumień masowy wody m_w o entalpii h_{w1} . Na skutek kontaktu powietrza z rozpyloną wodą dochodzi do wymiany ciepła i masy. Powietrze ulega nawilżeniu w wyniku czego opuszcza chłodnię wyparną o parametrach h_2, x_2 . Strumień masy wody odparowuje w ilości m_w' , a pozostała jego część $(m_w - m_w')$ -o entalpii h_{w2} zostaje odprowadzona na zewnątrz chłodnicy. Moc cieplna wymieniana między chłodnicą wyparną a otoczeniem wynosi $\pm Q$.



Rys. 2.8 Schemat chłodnicy wyparnej przy współprądowym i przeciuprądowym przepływie czynników

Na podstawie powyższych ustaleń, wymianę ciepła i masy dla takiego układu zapisać można w postaci następujących równań bilansowych [22,44]:

$$m_p \cdot h_1 + m_w \cdot h_{w1} = m_p \cdot h_2 + (m_w - m'_w) h_{w2} \pm Q \quad [2-48]$$

$$m_p \cdot (h_2 - h_1) = m_w \cdot (h_{w1} - h_{w2}) + m'_w \cdot h_{w2} \pm Q \quad [2-49]$$

przy czym:

$$m_p \cdot (x_2 - x_1) = m'_w \quad [2-50]$$

Jeśli pominie się strumień masy odparowanej wody oraz przy założeniu przebiegu procesu w warunkach adiabatycznych równanie bilansu cieplnego przyjmie postać [44]:

$$m_p \cdot (h_2 - h_1) = m_w \cdot (h_{w1} - h_{w2}) \quad [2-51]$$

$$h_2 - h_1 = \frac{m_w}{m_p} \cdot (h_{w1} - h_{w2}) = B \cdot (h_{w1} - h_{w2}) \quad [2-52]$$

II- CZĘŚĆ DOŚWIADCZALNA

3. Cel i zakres pracy

Zasadniczym celem pracy jest określenie wpływu sposobu doprowadzania wody do wymiennika płytowego na efektywność pracy pośredniej chłodnicy wyparnej. Ponieważ na efektywność pracy chłodnicy wpływa zarówno wydajność cieplna wymiennika jak i opory hydrauliczne przepływu powietrza przez ten wymiennik analizie poddano przede wszystkim te dwa czynniki.

Osiągnięcie zamierzonego celu wymagało:

- budowy stanowiska do badań pośredniej chłodnicy wyparnej,
- badań cieplnych zraszanego wymiennika płytowego,
- badań oporów hydraulicznych zraszanego wymiennika płytowego.

Uzyskane wyniki badań należało opracować tak, aby w sposób jednoznaczny wynikało czy lepszy jest układ współprądowy czy przeciwprądowy przepływu powietrza i wody po mokrej stronie wymiennika. W tym celu należało sprawdzić:

- bilans energii, gdyż jego zrównoważenie gwarantowało poprawność przeprowadzonych badań,
- sprawność zraszanego wymiennika płytowego w układzie współprądowego i przeciwprądowego przepływu powietrza i wody,
- opory przepływu powietrza po zraszanej stronie wymiennika płytowego w układzie współprądowego i przeciwprądowego przepływu powietrza i wody.

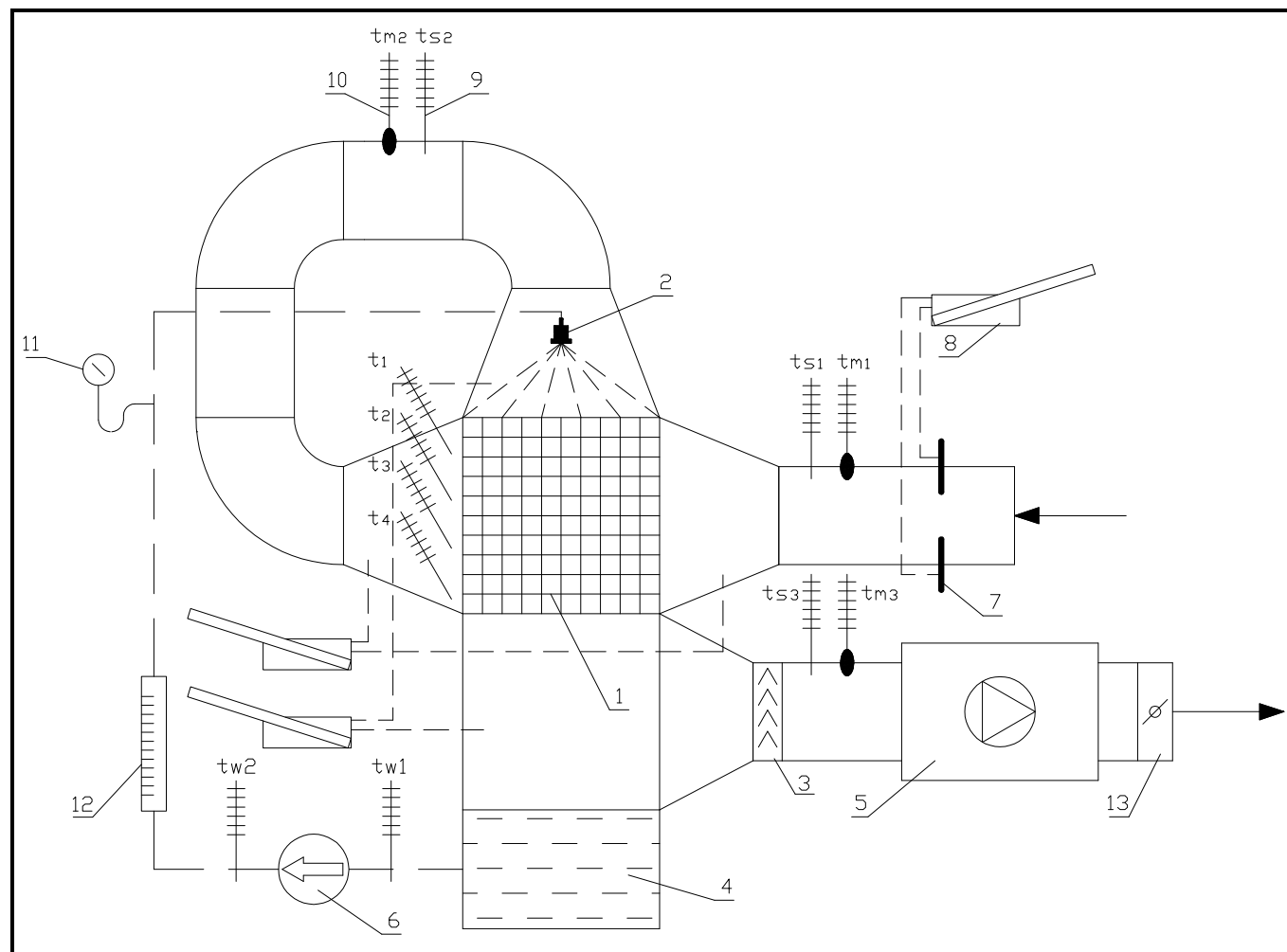
4. Badania doświadczalne

4.1. Opis stanowiska doświadczalnego

Badania procesu ochładzania powietrza przeprowadzono na stanowiskach badawczych, których schematy pokazano na rysunkach 4.1 i 4.2. Na rysunku 4.1 pokazano schemat stanowiska pomiarowego w układzie współprądowego przepływu powietrza i wody, a na rys. 4.2 w układzie przeciwpądowego przepływu tych czynników.

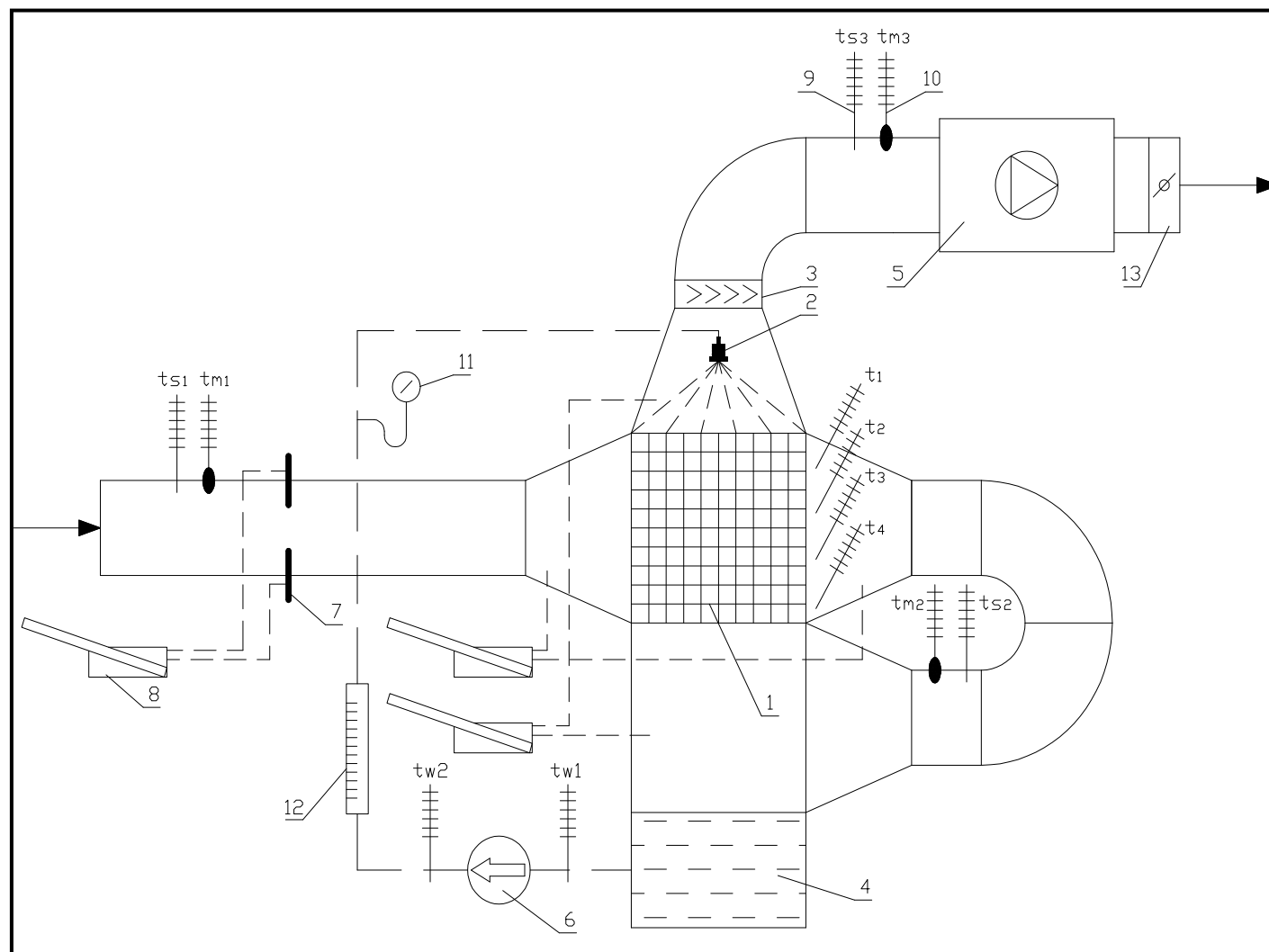
Przez urządzenie powietrze zewnętrzne transportowane jest za pomocą wentylatora (5). Powietrze najpierw wpływa do suchej przestrzeni wymiennika (1) skąd wstępnie ochłodzone przepływa do części mokrej, gdzie dochodzi do jego bezpośredniego kontaktu z kroplami wody rozpylanej za pomocą rozpylacza (2). Doprowadzenie do bezpośredniego kontaktu powietrza z wodą powoduje odparowanie wody do powietrza. W wyniku tego procesu następuje odprowadzenie przez powietrze ciepła utajonego z nawilżającej je wody kosztem energii cieplnej z obu czynników.

Dalej woda z wanny ociekowej jest podawana do rozpylacza (2) za pomocą pompy (6), przez rotametr (12). W trakcie badań zmieniano objętościowy strumień przepływającej wody zraszającej wymiennik, poprzez zastosowanie rozpylaczy ślimakowych o różnych średnicach otworu wylotowego. Wynikało to z tego, że przy niższych ciśnieniach kąt stożka rozpylanej wody malał, więc nie była zraszana cała powierzchnia wymiennika [50]. Przepływ powietrza zaś zmieniano za pomocą przepustnicy wielopłaszczyznowej(3).



- 1- zraszany wymiennik płytowy,
- 2- rozpylacz,
- 3- odkraplacz,
- 4- wanna wody obiegowej,
- 5- wentylator,
- 6- pompa wody obiegowej,
- 7- kryza pomiarowa,
- 8- mikromanometr,
- 9- termometr suchy,
- 10- termometr mokry,
- 11- manometr tarczowy,
- 12- rotametr,
- 13- przepustnica wielopłaszczyznowa

Rys.4.1. Schemat stanowiska pomiarowego dla przepływu współprądowego powietrza i wody (opis w tekście)

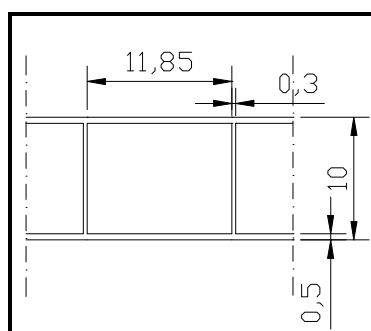


- 1- zraszany wymiennik płytowy,
- 2- rozpylacz,
- 3- odkraplacz,
- 4- wanna wody obiegowej,
- 5- wentylator,
- 6- pompa wody obiegowej,
- 7- kryza pomiarowa,
- 8- mikromanometr,
- 9- termometr suchy,
- 10- termometr mokry,
- 11- manometr tarczowy,
- 12- rotametr,
- 13- przepustnica wielopłaszczyznowa

Rys.4.2. Schemat stanowiska pomiarowego dla przepływu przeciwnieprądowego powietrza i wody (opis w tekście)

Badane urządzenie składa się z pięciu podstawowych elementów:

- wymiennika płytowego (1) zbudowanego z pakietu płyt poliwęglanowych, układanych na przemian prostopadle karami wzmacniającymi, umieszczonego w metalowej obudowie. Fragment płyty poliwęglanowej w przekroju pokazano na rys.4.3. a dane dotyczące płyt kanałowych wymiennika, oraz zakres zmienności wielkości mierzonych dotyczących przepływu wody i powietrza w tab.4.1;

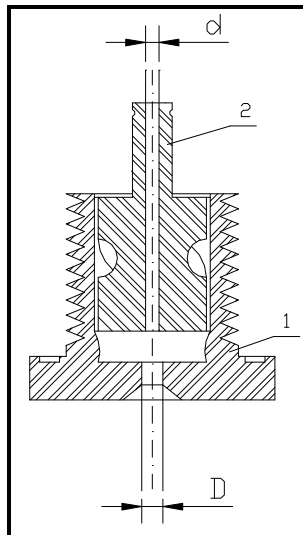


Rys.4.3. Profil płyty poliwęglanowej

Tabela4.1. Dane dotyczące płyt kanałowych wymiennika, oraz zakres zmienności wielkości dotyczących przepływu wody i powietrza:

OPIS WIELKOŚCI	JEDNOSTKA	WYMIENNIK PŁYTOWY
Wymiary wymiennika	m	0,5x0,5x0,5
Materiał	-	poliwęglan
l	mm	500
d	mm	9,71
l/d	-	51
$\lambda_{\text{materiału}}$	W/(mK)	0,21
Temperatura powietrza wg termometru suchego na wlocie do urządzenia t_{s1}	°C	17,7÷29
Temperatura wody dostarczanej do rozpylacza t_{w2}	°C	13,6÷21,8
Strumień masowy powietrza G_p	kg/s	0,2÷0,4
Strumień masowy wody G_w	kg/s	0,035÷0,12
Stopień zraszania B	-	0,1÷0,6
Re_p (na cały przekrój kanałików)	-	1065÷2060
Re_w (na cały przekrój kanałików)	-	3,45÷11,20

- rozpylacza wody (2) z przepływem zawirowanym, który w przekroju pokazano na rys.4.4. W elemencie zawirowującym jest nawiercony centrycznie otwór o średnicy d mniejszej niż otwór w korpusie dyszy (1) D . Wytwarza on pełny stożek kropeł wody o kącie rozwarcia około 90° , jedna dysza zatem zapewnia zraszanie wodą całej powierzchni badanego wymiennika.



Rys. 4.4. Rozpylacz wody

- odkraplacza (3);
- pompy wody obiegowej (5) firmy Wilo o mocy 480W;
- wanny wody obiegowej (4).

4.1.1. Pomiar objętościowego strumienia powietrza

Objętościowy strumień powietrza mierzono za pomocą kryzy pomiarowej (7) o średnicy $\phi 164$ wykonanej zgodnie z [76], zainstalowanej na odcinku pomiarowym na przewodzie kołowym o średnicy $\phi 250$. Spiętrzenie na kryzie zmierzono za pomocą mikromanometru typu MPR 4 (8) napełnionego alkoholem etylowym[94].

4.1.2. Pomiar objętościowego strumienia wody

Pomiar natężenia przepływu wody mierzono za pomocą rotametu laboratoryjnego, wyposażonego w stalowy pływak i wyskalowanego w [l/h] dla wody o temperaturze 15°C, o skali niemianowanej co 10 działek i długości skali 650 działek oraz dokładności odczytu strumienia masowego 10 dm³/h.

4.1.3. Pomiar temperatury płynów

Pomiar temperatury powietrza przeprowadzono w punktach $t_{s1} \div t_{s3}$; $t_{m1} \div t_{m3}$ i $t_1 \div t_4$ oznaczonych na rysunkach 4.1 i 4.2. Temperatury mierzono za pomocą atestowanych termometrów rtęciowych (9) i (10) z podziałką co 0,1°C i zakresie 0÷50°C.

Pomiaru temperatury wody zraszającej dokonywano bezpośrednio za oraz przed pompą wody obiegowej również za pomocą atestowanych termometrów rtęciowych z podziałką co 0,1°C i zakresie 0÷50°C.

4.1.4. Pomiar spadku ciśnienia powietrza na wymienniku

Wartość oporów hydraulicznych po stronie suchej i mokrej wymiennika mierzono za pomocą mikromanometrów napełnionych alkoholem etylowym. Mikromanometry podłączone były w punktach jak na rysunkach 4.1 i 4.2. Dokładność odczytu wynosiła 1mm. W trakcie badań stosowano przełożenie mikromanometrów 1:5.

4.1.5. Pomiar ciśnienia wody przed dyszą rozpylającą

Ciśnienie wody przed dyszą mierzono za pomocą manometru tarczowego (11) o klasie pomiaru 0,6 i zakresie pomiarowym 0,6 MPa.

4.1.6. Pomiar wilgotności powietrza

Wilgotność właściwą powietrza określono metodą psychrometryczną w punktach $t_1 \div t_3$ jak na rysunkach 4.1 i 4.2.

4.2. Metodyka wykonywania pomiarów

Badania zostały wykonane dla zmiennych strumieni powietrza w zakresie $0,2 \div 0,4 \text{ kg/s}$ i wody z zakresu $0,035 \div 0,12 \text{ kg/s}$, co odpowiadało zakresowi stopnia zraszania $0,1 \div 0,6$. W trakcie badań mierzono następujące parametry:

- temperatury wody zasilającej rozpylacz t_{w2} ;
- temperaturę wody przed pompą wody obiegowej t_{w1} ;
- temperatury powietrza wg termometru suchego i mokrego na wlocie do aparatu - t_{s1}, t_{m1} ;
- temperatury powietrza wg termometru suchego i mokrego za wymiennikiem ciepła po jego suchej stronie - t_{s2}, t_{m2} ;
- temperatury powietrza wg termometru suchego i mokrego na wylocie z aparatu (za odkraplaczem) - t_{s3}, t_{m3} ;
- spadek ciśnienia na kryzie pomiarowej Δp_{kr} ;
- natężenia przepływu wody za pomocą rotametu G_w ;
- spadek ciśnienia po stronie suchej i mokrej wymiennika $\Delta p_s, \Delta p_m$;
- ciśnienie wody przed dyszą p ;

Po każdej zmianie strumienia przepływu powietrza lub wody czekano na ustalenie się warunków wymiany ciepła i masy w instalacji badawczej. Czas oczekiwania odpowiadał około 1,5÷2- krotnej wymianie wody w wannie wody obiegowej, co odpowiadało około 2 godzinom.

4.3. Metodyka obliczeń

Na podstawie zmierzonych w trakcie badań temperatur powietrza i wody oraz spadków ciśnienia obliczano następujące parametry:

4.3.1. Wilgotność właściwa powietrza wilgotnego

Wilgotność właściwą powietrza wilgotnego x_s obliczano wg równania[91]:

$$x_s = x_m - \Delta x \quad [4-1]$$

przy czym

$$x_m = 0,622 \cdot \frac{p_m}{p_{atm} - p_m} \quad [4-2]$$

a

$$\Delta x = \frac{\Delta h}{c_w \cdot t_m} \quad [4-3]$$

gdzie

$$\Delta h = h_m - h_s = 1,005 \cdot t_m + x_m (2500 + 1,85 \cdot t_m) - \left[\frac{[1,005 \cdot t_m + x_m (2500 + 1,85 \cdot t_m)](2500 + 1,85 \cdot t_s) - [1,005 \cdot t_s + x_m (2500 + 1,85 \cdot t_s)]}{\frac{2500 + 1,85 \cdot t_s}{c_w \cdot t_m} - 1} \right] \quad [4-4]$$

we wzorze [4-2] prężność pary wodnej p_m ustalono z [19] na podstawie empirycznej zależności:

$$p_m = 611 \exp(7,257 \cdot 10^{-2} \cdot t_m - 2,937 \cdot 10^{-4} \cdot t_m^2 + 9,81 \cdot 10^{-7} \cdot t_m^3 - 1,901 \cdot 10^{-9} \cdot t_m^4) \quad [4-5]$$

4.3.2. Gęstość powietrza

Gęstość powietrza obliczano z zależności [66,68]:

$$\rho = \frac{(1+x) \cdot p}{(x + 0,622) \cdot R_v \cdot T} \quad [4-6]$$

4.3.3. Gęstość wody zraszającej

Gęstość wody zraszającej ρ_w obliczano z zależności:

$$\rho_w = 999,732 + 0,07935 \cdot t_w - 0,00857 \cdot t_w^2 + 5,83 \cdot 10^{-5} \cdot t_w^3 - 2,677 \cdot 10^{-7} \cdot t_w^4 + 4,843 \cdot 10^{-10} \cdot t_w^5 \quad [4-7]$$

Równanie [4-7] zaczerpnięto z pozycji [67]. Wg autorów tej publikacji, gęstość obliczana wg powyższej zależności, w zakresie temperatury wody $0^\circ\text{C} \div 100^\circ\text{C}$, odchyłała się od danych tablicowych nie więcej niż o 0,04%.

4.3.4. Masowe natężenie przepływu powietrza

Masowe natężenie przepływu powietrza G_p obliczono zgodnie z PN-ISO 5221 [76] z zależności:

$$G_p = \alpha \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot d_{kr}^2}{4} \cdot \left(\sqrt{2 \cdot \rho_p \cdot \Delta p} \right); \text{ m}^3/\text{s} \quad [4-8]$$

4.3.5. Ciepło właściwe powietrza wilgotnego

Ciepło właściwe powietrza wilgotnego c_{pp} [kJ/(kgK)] obliczano z zależności z pozycji [93]:

$$c_{pp} = c_{pg} + x \cdot c_{pv}; \text{ (kJ/kgK)} \quad [4-9]$$

w którym:

c_{pg} – ciepło właściwe powietrza suchego wyznaczone z [93] z zależności:

$$c_{pg} = 1,0057 + 0,000013 \cdot t_s; \text{ (kJ/kgK)} \quad [4-10]$$

c_{pv} – ciepło właściwe pary wodnej wyznaczone z [96] wg równania:

$$c_{pv} = 1,858 + 0,00011 \cdot t_s; \text{ [kJ/(kgK)]} \quad [4-11]$$

4.3.6. Ciepło właściwe wody

Ciepło właściwe wody c_{pw} [kJ/(kgK)] obliczano z zależności z pozycji [93]:

$$c_{pw} = 4,206328 - 1,131471 \cdot 10^{-3} \cdot t_w + 1,224984 \cdot 10^{-5} \cdot t_w^2; \text{ [kJ/(kgK)]} \quad [4-12]$$

4.3.7. Entalpia powietrza wilgotnego

Entalpia właściwa powietrza wilgotnego jest sumą entalpii powietrza suchego i entalpii zawartej w gazie wilgoci[34]:

$$h = h_g + x \cdot h_v; \text{ kJ/kg} \quad [4-13]$$

Entalpia powietrza suchego wynosi:

$$h_g = c_{pg} \cdot t; \text{ kJ/kg} \quad [4-14]$$

Przy obliczeniach entalpii wilgoci przyjmuje się, że ciecz w temperaturze 0°C ma entalpię równą zero, więc przy obliczeniach entalpii pary wodnej zawartej w powietrzu należy uwzględnić ciepło parowania wody w temperaturze 0°C. Entalpia pary wodnej zawartej w powietrzu w temperaturze t jest zatem równa [34]:

$$h_v = c_{pv} \cdot t + r_0; \text{ kJ/kg} \quad [4-15]$$

Stąd entalpia powietrza wilgotnego:

$$h = c_{pg} \cdot t + (c_{pv} \cdot t + r_0) \cdot x; \text{ kJ/kg} \quad [4-16]$$

4.3.8. Liczba Nusselta

Liczbę Nusselta obliczano wg zależności [2-21];

4.3.9. Współczynnik wnikania ciepła

Współczynnik wnikania ciepła α [W/(m²K)] obliczano z liczby bezwymiarowej Nu wg zależności [2-25];

4.3.10. Współczynnik przenikania ciepła

Zakładając, że współczynnik wnikania po stronie wody α_w jest o trzy rzędy wyższy od współczynnika wnikania po stronie powietrza α_p można przyjąć stałą temperaturę wody po stronie mokrej.

Przenikanie ciepła od wody o temperaturze t_w po jednej stronie do powietrza po drugiej można opisać następująco:

Ilość ciepła przewodzonego przez ściankę wymiennika płytowego powietrze- powietrze, w którym jedna strona zraszana jest wodą jako:

$$Q = F \cdot \frac{\lambda}{s} \cdot (t_w - t_p) \quad [4-17]$$

skąd

$$(t_w - t_p) = \frac{Q}{F \cdot \frac{\lambda}{s}} \quad [4-18]$$

Natomiast strumień ciepła przejmowanego przez powierzchnie F oraz przez powierzchnię żeber:

$$Q = F \cdot \alpha \cdot (t_p - t_o) + F_z \cdot \alpha \cdot (t_{sw} - t_o) \quad [4-19]$$

ponieważ

$$\varepsilon_z = \frac{(t_{sw} - t_o)}{(t_p - t_o)} \quad [4-20]$$

skąd

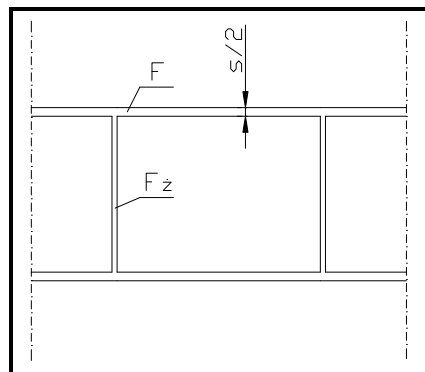
$$t_{sw} - t_o = \varepsilon_z \cdot (t_p - t_o) \quad [4-21]$$

to

$$Q = F \cdot \alpha \cdot (t_p - t_o) + F_z \cdot \alpha \cdot \varepsilon_z \cdot (t_p - t_o) \quad [4-22]$$

dlatego

$$(t_p - t_o) = \frac{Q}{\alpha \cdot (F + F_z \cdot \varepsilon_z)} \quad [4-23]$$



Rys.4.5.Profil płyty wymiennika płytowego

Po zsumowaniu stronami równań [4-18] i [4-23] i po przekształceniu otrzymamy:

$$Q = F \cdot (t_w - t_o) \cdot \frac{1}{\frac{1}{\frac{\lambda}{s}} + \frac{1}{\alpha \left(1 + \frac{F_z}{F} \cdot \varepsilon_z \right)}} \quad [4-24]$$

zatem współczynnik przenikania ciepła k przybierze postać:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\frac{\lambda}{s}} + \frac{1}{\alpha \left(1 + \frac{F_z}{F} \cdot \varepsilon_z \right)}} \quad [4-25]$$

5. Analiza wyników badań

Dla układów współprądowego i przeciwprądowego przepływu powietrza i wody przez urządzenie przeprowadzono serie pomiarów dla rosnących i malejących strumieni powietrza oraz dla różnych natężeń przepływu wody zraszającej. Dla każdego pomiaru:

- przeprowadzono sprawdzenie bilansu cieplnego,
- obliczano parametry powietrza wilgotnego,
- obliczano parametry wody zraszającej
- obliczano współczynniki wnikania ciepła α po stronie suchej,
- obliczano współczynniki przenikania ciepła k [4-25],
- obliczano wartości liczb podobieństwa Re ,
- obliczano wartości liczb podobieństwa Nu ,
- obliczano sprawność płytowego wymiennika ciepła dla suchej strony wymiennika,
- obliczano strumień ciepła przenikający przez membranę Q_k , będący efektem siły napędowej Δt ,
- obliczano strumień ciepła wynikający z bilansu energii Q_b ,
- obliczano opory hydrauliczne przepływu powietrza przez wymiennik po jego suchej i mokrej stronie.

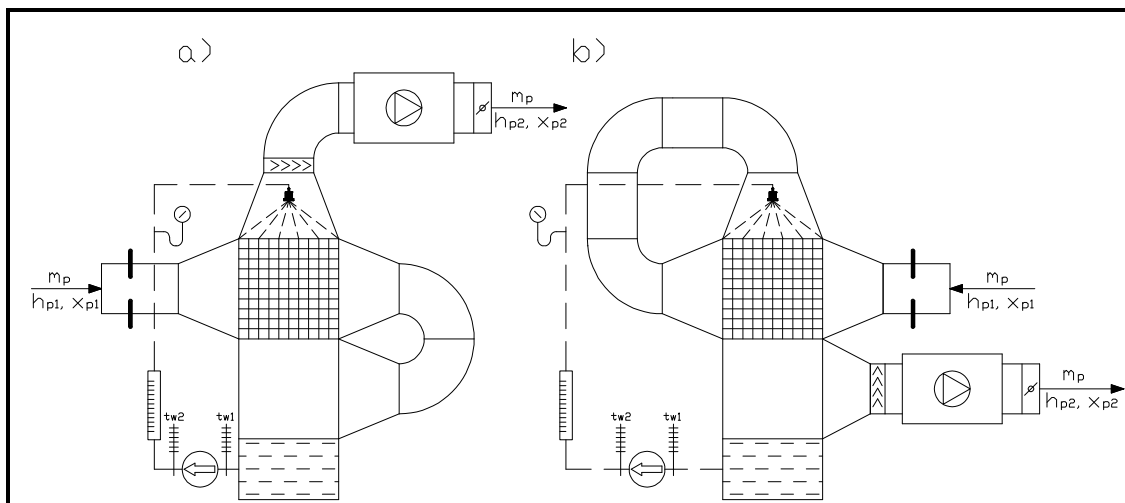
5.1. Bilans cieplny chłodnicy wyparnej

Na rysunku 5.1 przedstawiono schematy stanowisk z chłodnicą wyparną, na bazie których przeprowadzono bilans cieplny. Do chłodnicy dopływa masowy strumień powietrza m_p o początkowych parametrach oznaczonych jako h_{p1} , x_{p1} . Na skutek zachodzących procesów w chłodnicy wyparnej powietrze ulega nawilżeniu w wyniku czego opuszcza chłodnicę o parametrach h_2 , x_2 . Powietrze ochładzane i nawilżane, przepływając względem siebie krzyżowo, oddzielone jest przeponą. Powietrze nawilżane i woda przepływają przeciwnieprądowo przy bezpośrednim kontakcie ze sobą. Bilans ciepła w warunkach ustalonych można przedstawić następująco:

$$h_{p1} \approx h_{p2} - \Delta h \quad [5-1]$$

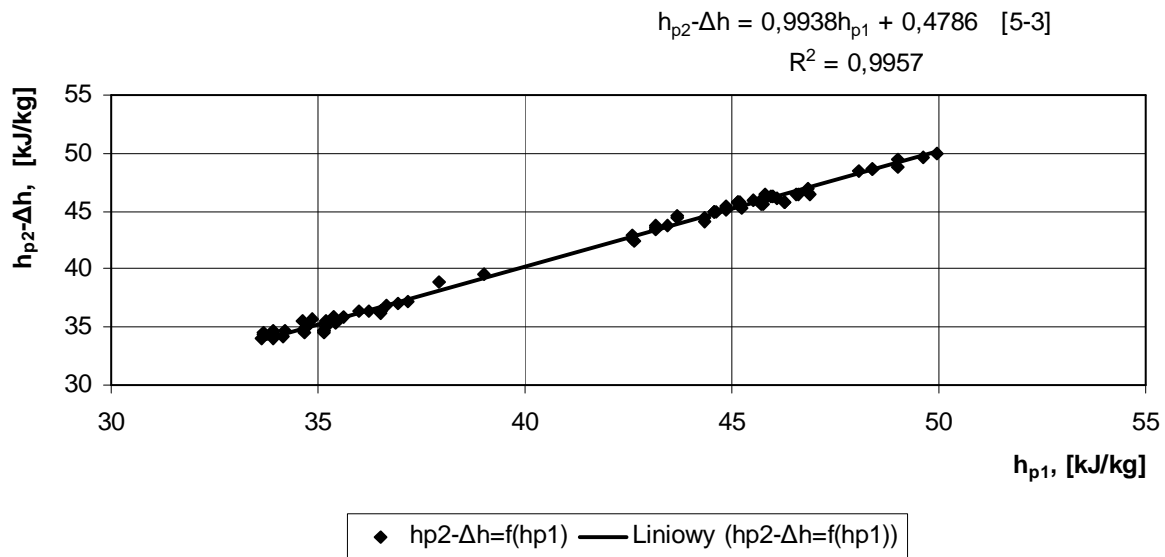
przy czym:

$$\Delta h = \frac{Q_{pompy}}{G_p} = \frac{G_w \cdot C_w \cdot \Delta t_w}{G_p} = \frac{G_w \cdot C_w \cdot (t_{w2} - t_{w1})}{G_p} \quad [5-2]$$

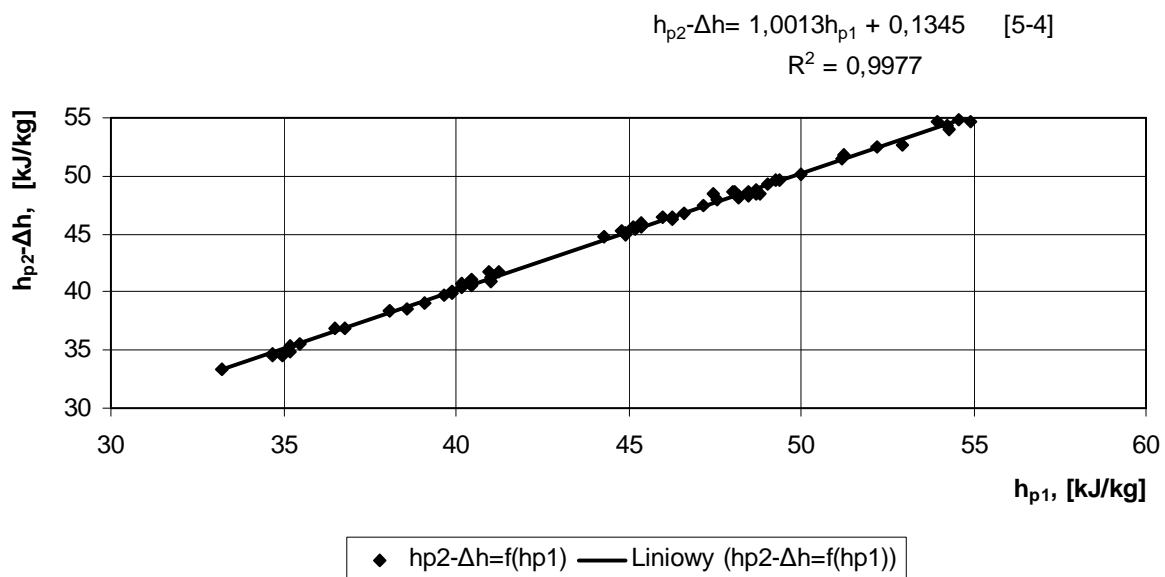


Rys.5.1. Schemat chłodnicy wyparnej: a)przeciwnieprądowy b) współprądowy przepływ powietrza i wody

Obliczenia dotyczące bilansu zobrazowano na wykresach 5.2 i 5.3, gdzie pokazano zależności entalpii na wejściu do układu do entalpii na wyjściu z urządzenia dla otrzymanych wyników badań dla przypadku współprądowego i przeciwnieprądowego przepływu czynników.



Rys.5.2. Wykres zależności entalpii na wejściu do układu do entalpii na wyjściu dla badań współprądowego przepływu powietrza i wody względem siebie



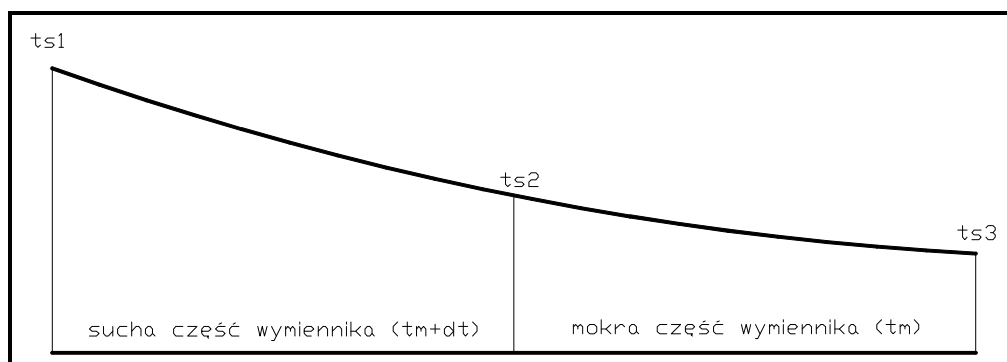
Rys.5.3. Wykres zależności entalpii na wejściu do układu do entalpii na wyjściu dla badań przeciwprądowego przepływu powietrza i wody względem siebie

Z powyższych wykresów wynika, że entalpia na wejściu do układu w nieznacznym stopniu różni się od entalpii na wyjściu. Różnice pomiędzy h_{p1} i $h_{p2}-\Delta h$ wynikają z zysków ciepła urządzenia, ponieważ chłodnica wyparna ma zawsze temperaturę niższą niż powietrze w laboratorium.

Dla współprądowego przepływu powietrza i wody po mokrej stronie wymiennika obudowa urządzenia uzyskuje niższą temperaturę gdyż zyski ciepła są wyższe niż dla przepływu przeciwno-prądowego, o czym świadczą wartości stałych w równaniach [5-3] i [5-4],

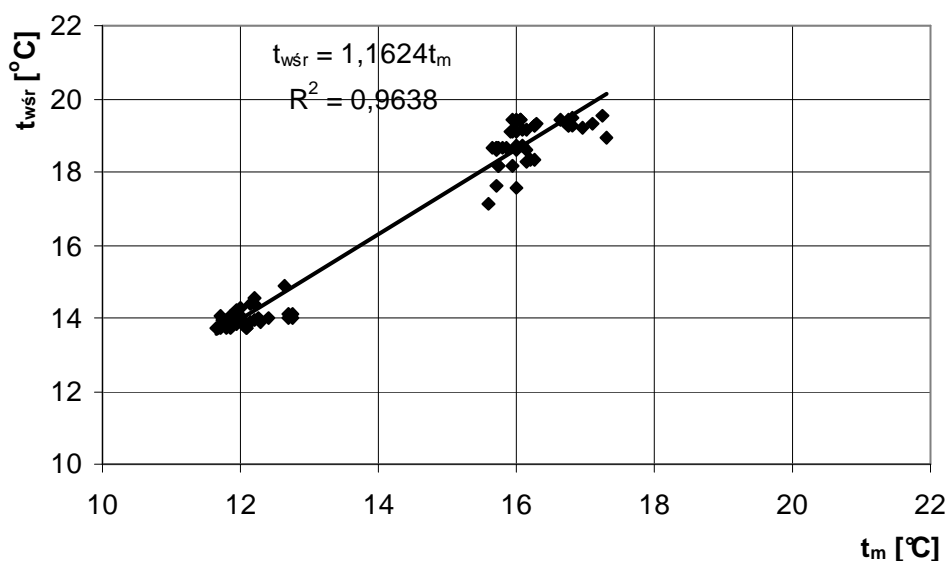
5.2. Efektywność procesu ochładzania powietrza

Dla omawianego zjawiska po suchej i mokrej stronie wymiennika w trakcie badań występował spadek temperatury powietrza (rys.5.4), co wskazuje na to, że pomiędzy powietrzem po obu stronach wymiennika nie występuje proces wymiany ciepła. Zatem wymiana ciepła zachodzi zawsze pomiędzy powietrzem i wodą, która posiada najniższą temperaturę w układzie.

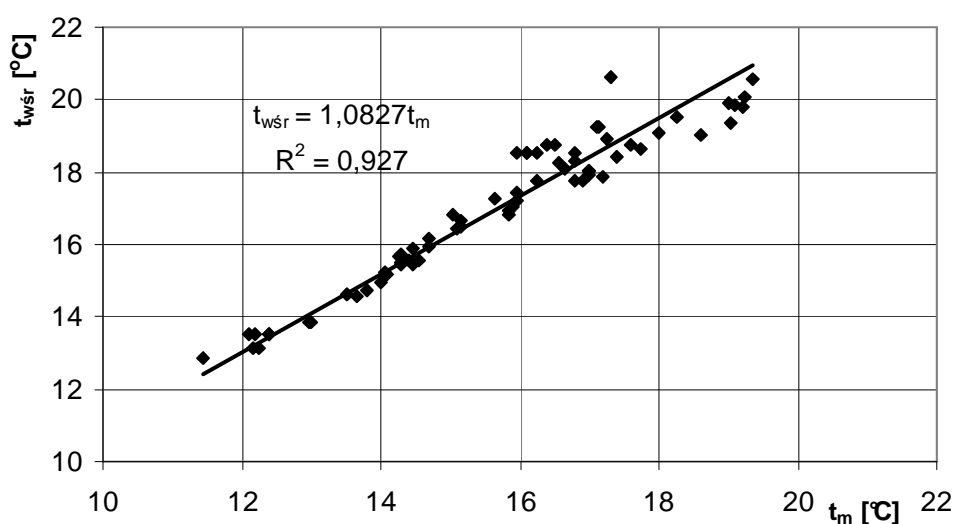


Rys.5.4. Rozkład temperatury powietrza po suchej i mokrej stronie wymiennika

Wychodząc z bilansu energii, gdyby proces był adiabatyczny temperaturą równowagi wody obiegowej byłyby temperatura termometru mokrego na wejściu do układu. Ponieważ jednak do układu dostarczane jest ciepło w pompie wody obiegowej oraz z otoczenia temperatura wody w obiegu jest nieco wyższa. Na wykresach 5.5 i 5.6 można zauważyć że dla przypadku współprądowego jak i przeciwno-prądowego przepływu czynników rozbieżności pomiędzy t_m i $t_{w\acute{s}r}$, która jest średnią temperaturą wody przez i za pompą, są porównywalne.



Rys.5.5. Wykres zależności temperatury wody zraszającej wymiennik płytowy w funkcji wskazania termometru mokrego powietrza zewnętrznego przy współprądowym przepływie czynników

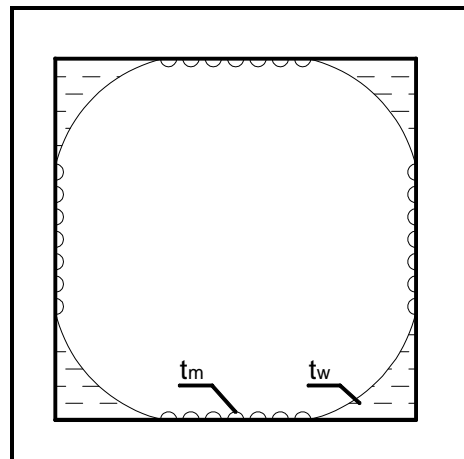


Rys.5.6. Wykres zależności temperatury wody zraszającej wymiennik płytowy w funkcji wskazania termometru mokrego powietrza zewnętrznego przy przeciwnym przepływie czynników

Przy przeciwnym przepływie czynników woda w wannie ma bardziej zbliżoną temperaturę do temperatury termometru mokrego. Jest to konsekwencją tego, że w tym przypadku przepływ wody jest mniej uporządkowany i miejsca zwykle nieomywane wodą przy współprądowym przepływie stają się omywane, co prowadzi do wyrównania temperatury wody w całym układzie.

Przepływ wody przez wymiennik jak wykazały obserwacje nie ma charakteru filmu wodnego w całym przekroju wymiennika, lecz przebiega dwutorowo (rys.5.7):

- a) Występuje spływ wody strużkami w rogach kanałów powietrznych,
- b) Okresowo wymieniających się praktycznie stałych kropeł wody na płaskich powierzchniach kanałów (nieruchomy film wodny).



Rys.5.7. Przepływu wody w kanałach powietrznych wymiennika płytowego

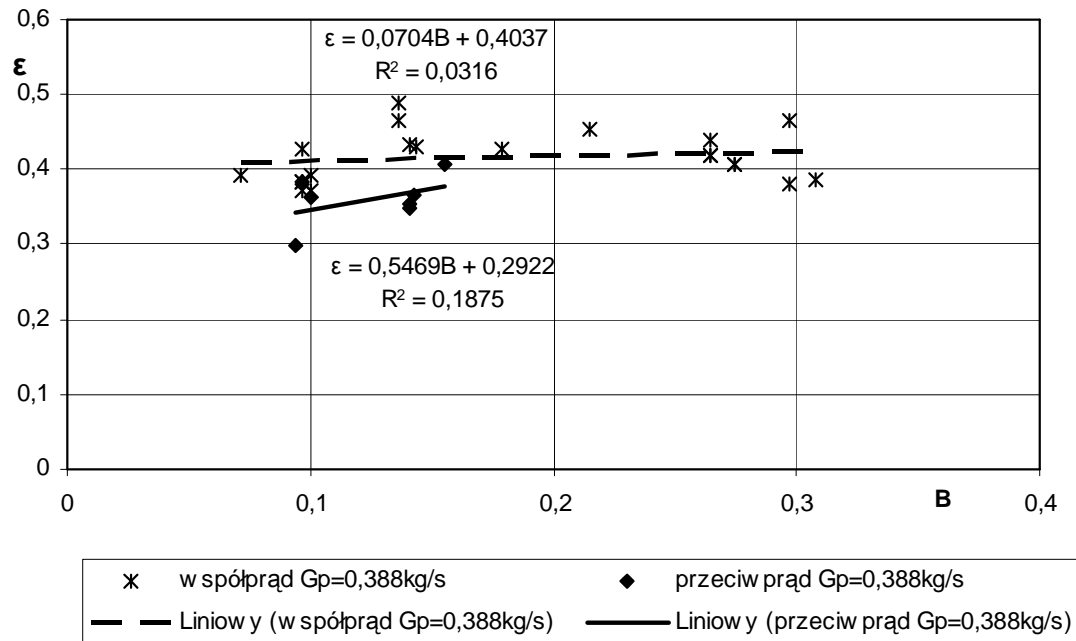
W przypadku „a” jako temperaturę odniesienia do oceny sprawności chłodnicy wyparnej przyjęto średnią temperaturę wody [5-5]. W przypadku „b” temperaturę termometru mokrego [5-6].

$$\varepsilon = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{t_{s1} - t_{wsr}} \quad [5-5]$$

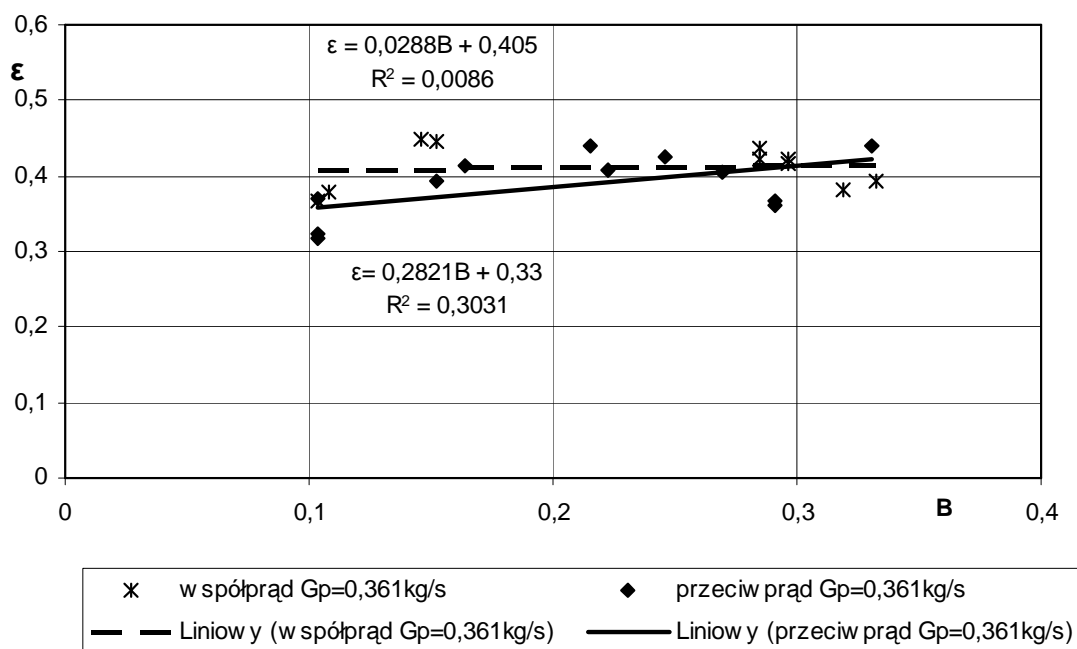
$$\varepsilon = \frac{t_{s1} - t_{s2}}{t_{s1} - t_{m1}} \quad [5-6]$$

W celu porównania uzyskiwanych wartości efektywności ochładzania powietrza dla badanego wymiennika sporządzono wykresy 5.8 ÷ 5.13 obrazujące zależność współczynnika efektywności liczonej w odniesieniu do temperatury termometru mokrego od stopnia zraszania dla układu współprądowego i przeciwprądowego przepływu czynników. Sporządzone zostały one dla zmiennych strumieni przepływającego powietrza w zakresie 0,2÷0,4kg/s i wody z zakresu 0,035÷0,12 kg/s, co odpowiada stopniom zraszania z zakresu 0,1÷0,6.

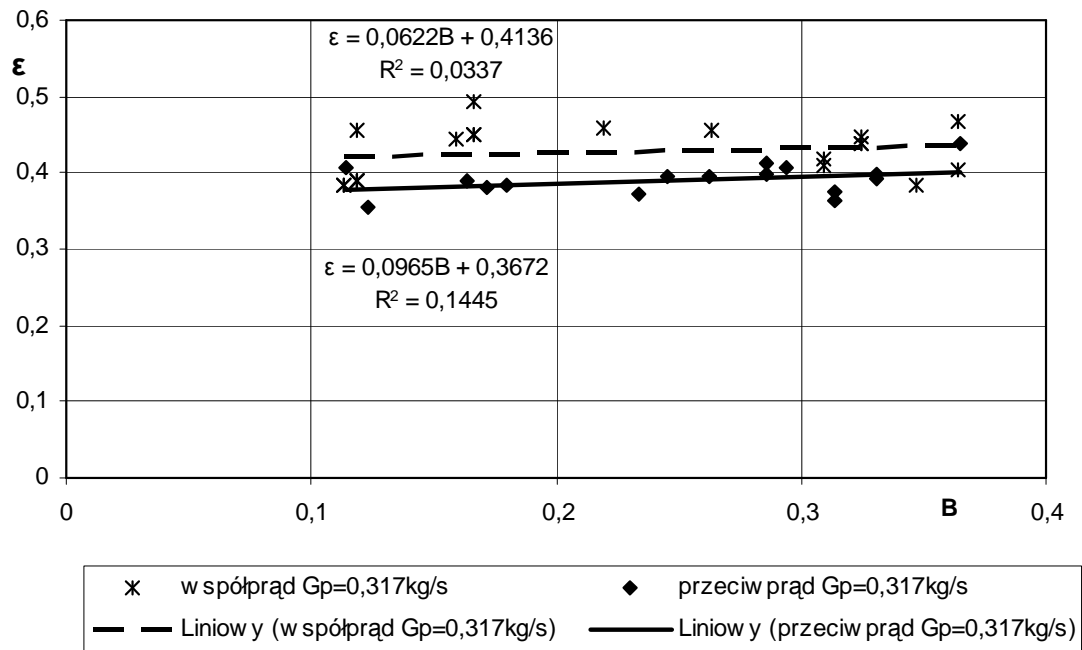
Ponieważ sprawności opisane wzorami [5-5] i [5-6] praktycznie jakościowo pokrywały się, zamieszczono tylko sprawności opisane wzorem [5-6].



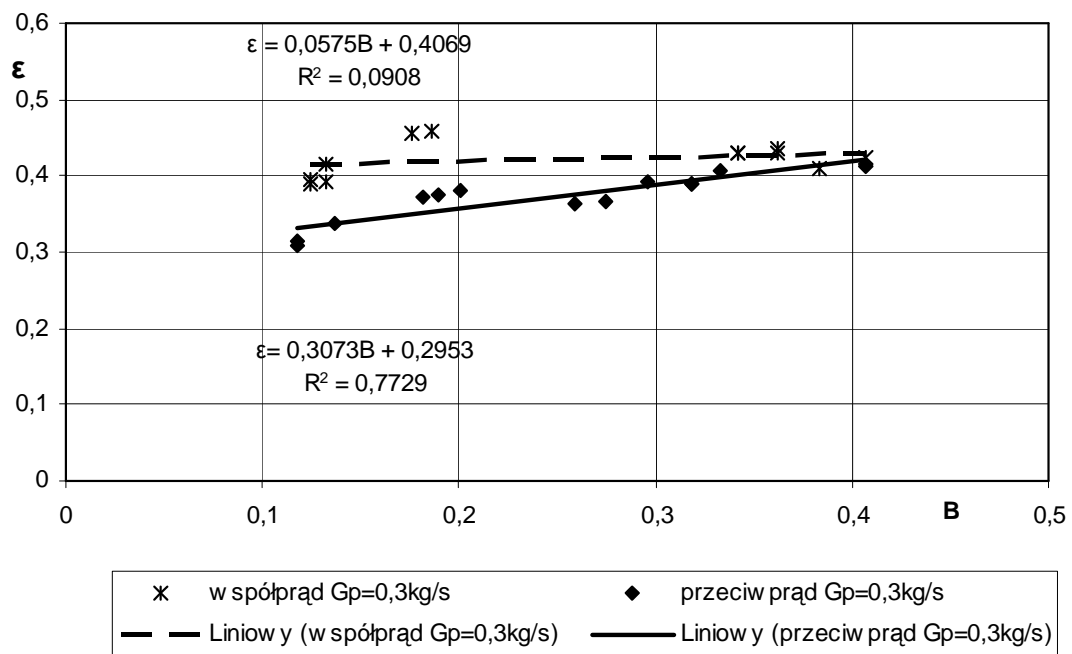
Rys.5.8. Wykres zależności sprawności wymiennika płytowego ϵ [5-6] od stopnia zraszania B dla układu współprądowego i przeciwprądowego przepływu powietrza i wody ($G_p=0,388\text{kg/s}$)



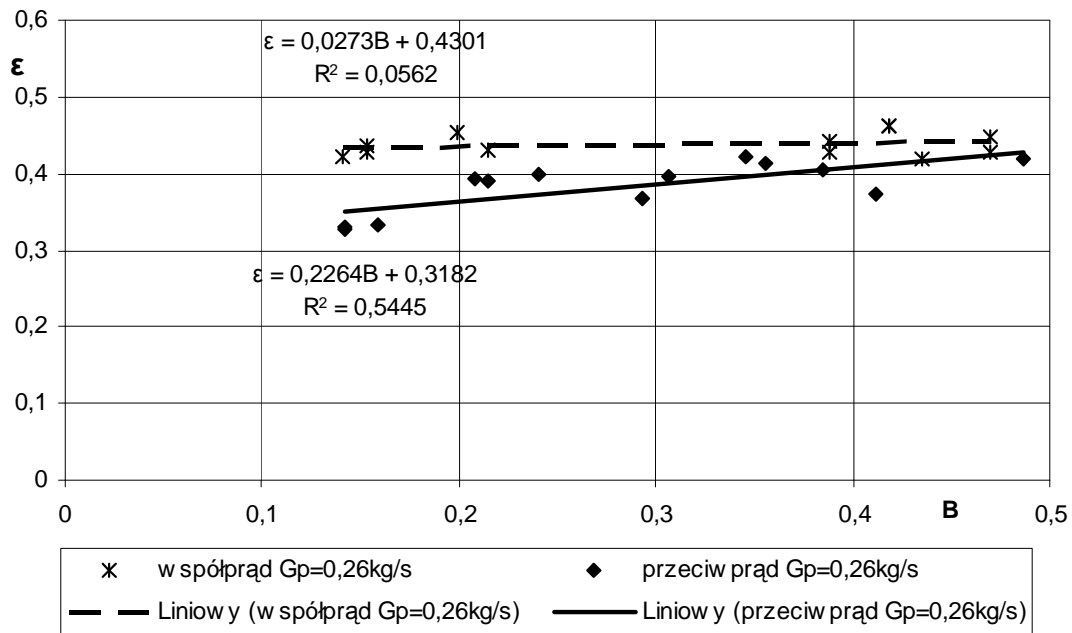
Rys.5.9. Wykres zależności sprawności wymiennika płytowego ϵ [5-6] od stopnia zraszania B dla układu współprądowego i przeciwprądowego przepływu powietrza i wody ($G_p=0,361\text{kg/s}$)



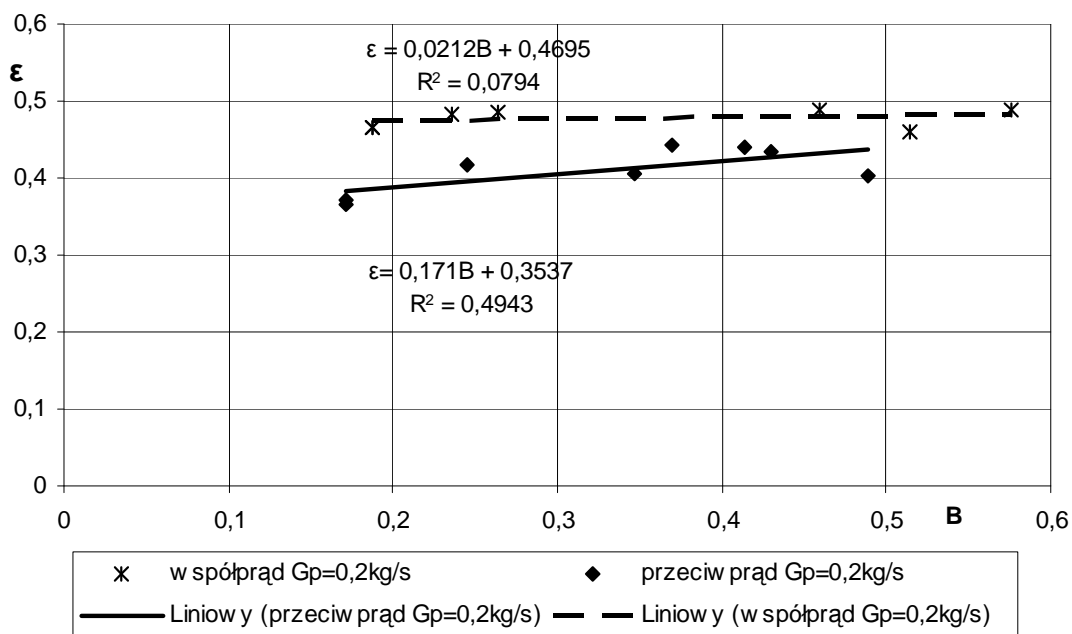
Rys.5.10. Wykres zależności sprawności wymiennika płytowego ϵ [5-6] od stopnia zraszania B dla układu współprądowego i przeciuprądowego przepływu powietrza i wody ($G_p=0,317\text{kg/s}$)



Rys.5.11. Wykres zależności sprawności wymiennika płytowego ϵ [5-6] od stopnia zraszania B dla układu współprądowego i przeciuprądowego przepływu powietrza i wody ($G_p=0,3\text{kg/s}$)



Rys.5.12. Wykres zależności sprawności wymiennika płytowego ϵ [5-6] od stopnia zraszania B dla układu współprądowego i przeciwno-prądowego przepływu powietrza i wody ($G_p=0,26\text{kg/s}$)



Rys.5.13. Wykres zależności sprawności wymiennika płytowego ϵ [5-6] od stopnia zraszania B dla układu współprądowego i przeciwno-prądowego przepływu powietrza i wody ($G_p=0,2\text{kg/s}$)

Z powyższych wykresów wynika, że wyższe sprawności wymiennika płytowego uzyskano dla układu ze współprądowym przepływem powietrza i wody dla wszystkich badanych strumieni powietrza.

Można zauważyć również, że sprawność wymiennika płytowego dla badanego zakresu stopnia zraszania dla układu współprądowego praktycznie nie zależy od stopnia zraszania. Dla układu przeciwpładowego zaś daje się zauważyć wpływ stopnia zraszania na sprawność wymiennika.

W przypadku sprawności obliczonej w odniesieniu do średniej temperatury wody (wzór[5-5]) również dla układu współprądowego przepływu czynników dla badanego zakresu stopnia zraszania sprawność wymiennika nie zależy od stopnia zraszania, zaś dla układu przeciwpładowego stopień zraszania ma wpływ na sprawność.

Ponieważ, jak wynika z powyższych wykresów, sprawność wymiennika płytowego dla układu współprądowego przepływu czynników jest wyższa niż dla układu przeciwpładowego, można przypuszczać, że ten sposób doprowadzenia wody do wymiennika jest lepszy.

5.3. Strumień ciepła wyznaczonego z bilansu energii Q_b i strumień ciepła przenikający przez membranę Q_k obliczony teoretycznie

Po przeprowadzeniu pomiarów i sprawdzeniu bilansu ciepła wyznaczono strumień ciepła z bilansu ciepła po suchej stronie wymiennika z zależności (oznaczenia wg rysunku 5.4)

$$Q(b) = G_p \cdot Cp \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \quad [5-7]$$

Natomiast dla oceny, jaką średnią temperaturę przyjmuje woda w układzie wykonano obliczenia:

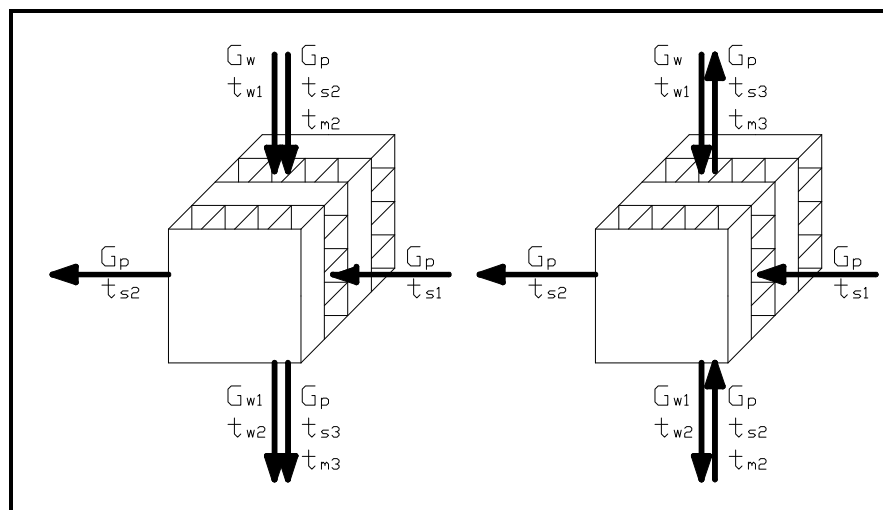
- strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych z zależności (oznaczenia wg rysunku 5.4)

$$Q(k, t_s - t_m) = F \cdot k \cdot \left(\frac{(t_{s1} - t_{m3}) - (t_{s2} - t_{m2})}{\ln \frac{t_{s1} - t_{m3}}{t_{s2} - t_{m2}}} \right) \quad [5-8]$$

Zapis ten przyjęto, ponieważ temperatura termometru mokrego jest prawdopodobnie temperaturą kropeł wody na nieomywanej części wymiennika.

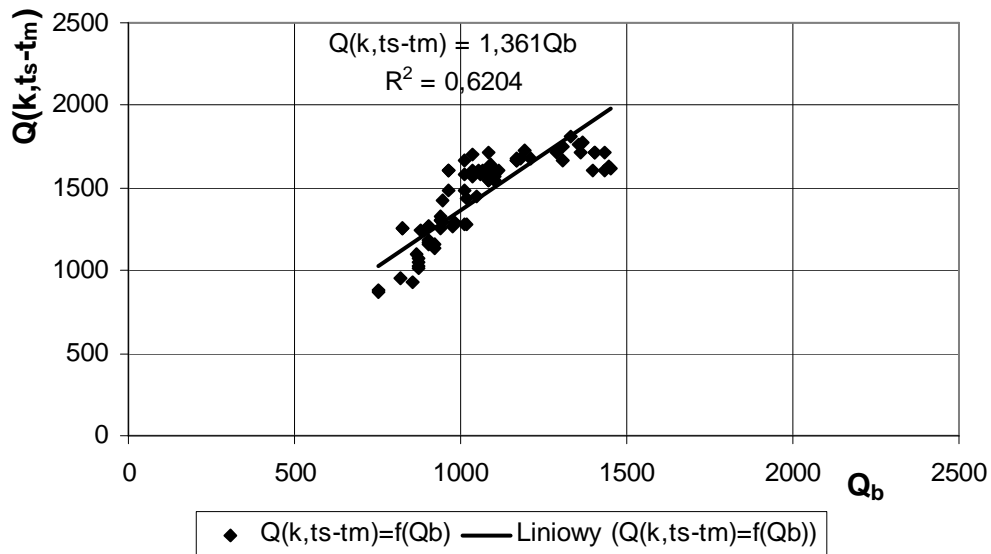
- strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody z zależności (oznaczenia wg rysunku 5.4)

$$Q(k, t_s - t_w) = F \cdot k \cdot \left(\frac{(t_{s1} - t_{w2}) - (t_{s2} - t_{w1})}{\ln \frac{t_{s1} - t_{w2}}{t_{s2} - t_{w1}}} \right) \quad [5-9]$$

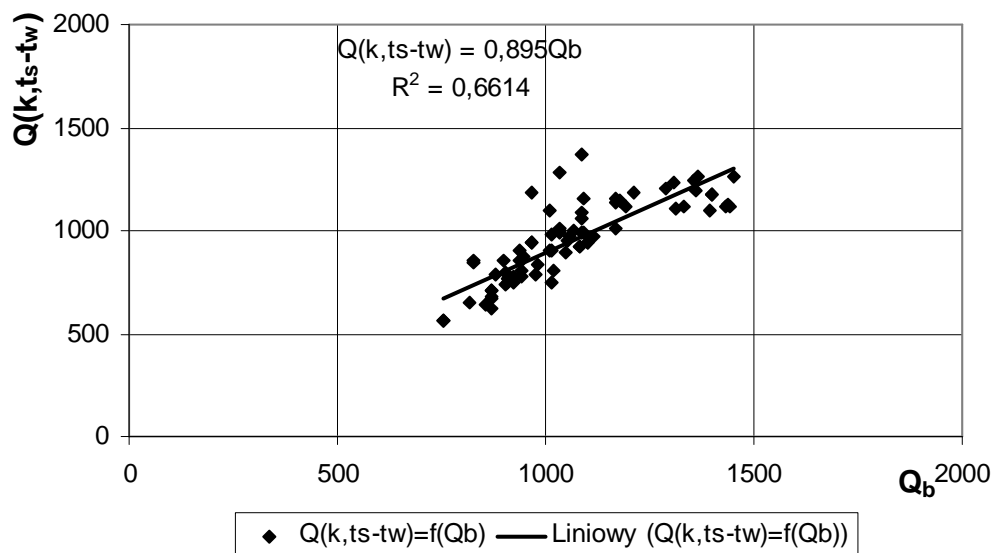


Rys.5.14. Schemat wymiennika płytowego

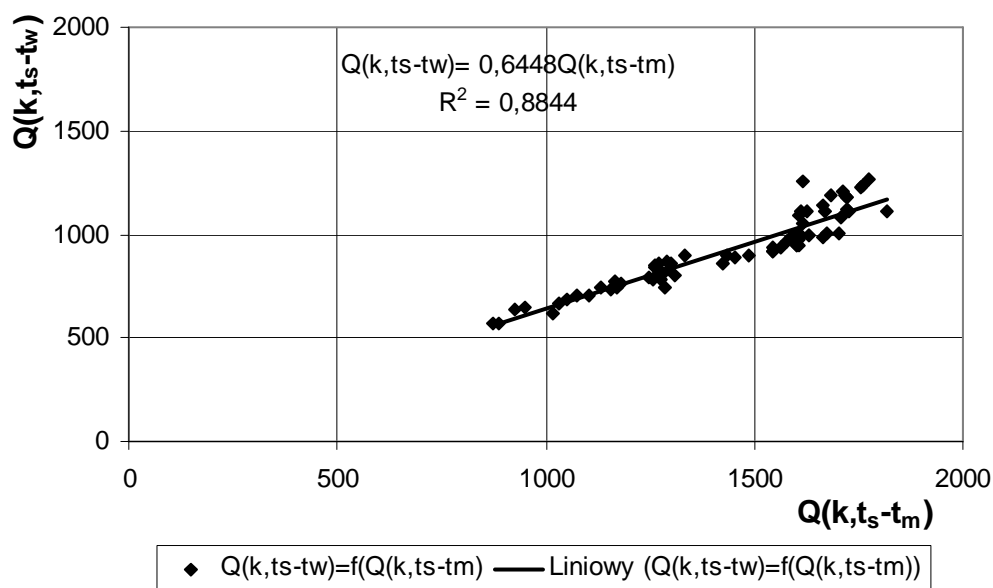
Na kolejnych rysunkach zobrazowano zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych (rys.5.15) oraz wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody (rys.5.16) od strumienia ciepła wyznaczonego z bilansu ciepła przy współprądowym przepływie czynników. Zaś wykres 5.17 przedstawia zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody od strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych.



Rys. 5.15. Wykres zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych od strumienia ciepła wynikającego z bilansu ciepła przy współprądowym przepływie czynników



Rys.5.16. Wykres zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody od strumienia ciepła wynikającego z bilansu cieplnego przy współprądowym przepływie czynników



Rys.5.17. Wykres zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody od strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych przy współprądowym przepływie czynników

W badanym wymienniku, dla układu współprądowego przepływu czynników, ciepła woda w różnych miejscach może mieć różną temperaturę w zależności od intensywności, z jaką dane miejsce jest omywane (sposób przepływu wody przez kanaliki wymiennika pokazano na rysunku 5.7). Pojawiają się zatem w układzie miejsca o różnych temperaturach i w zależności od powierzchni jakie te miejsca zajmują, wymiana ciepła może przebiegać z różną intensywnością. O skali tych różnic może świadczyć wykres na rysunku 5.17., gdzie dla danych z eksperymentu porównano strumienie ciepłne obliczone przy założeniu, że cała powierzchnia jest pokryta wodą uzupełnianą w ilościach jaka odparuje $Q=f(k, (t_s - t_m))$ i dla przypadku, gdy woda ma temperaturę odpowiadającą wartościom uzyskanym w eksperymencie $Q=f(k, (t_s - t_w))$.

Jak to widać na wykresie zamieszczonym na rysunku 5.17, strumień ciepła dla przypadku gdyby temperatura mokrej ścianki wynosiła t_w stanowiłby niespełna 65% strumienia ciepła w stosunku do przypadku, gdyby temperatura mokrej ścianki wynosiła t_m .

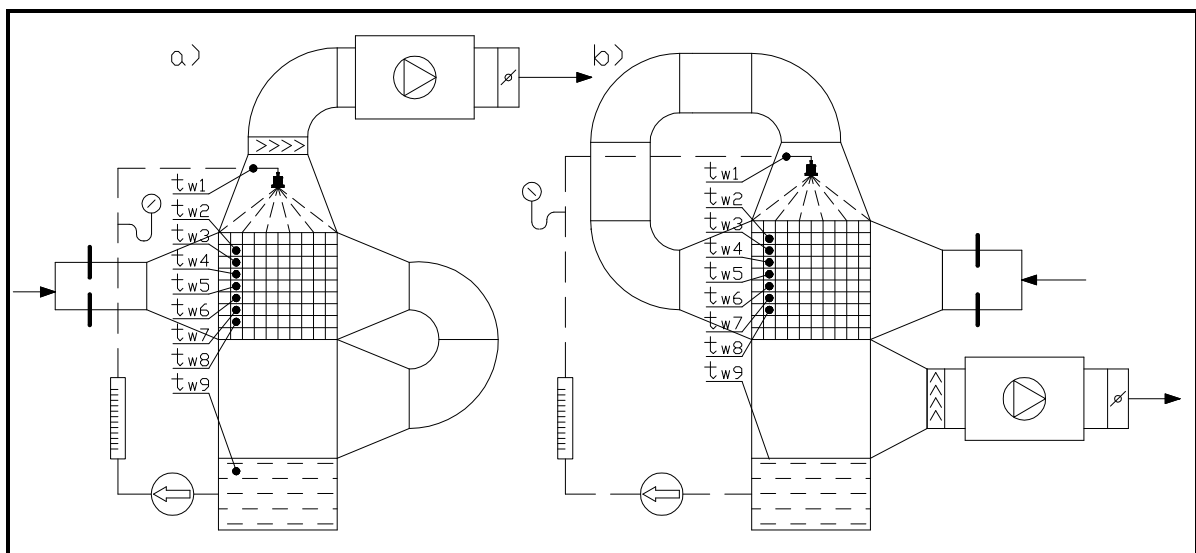
Aby porównać, w jakim stopniu powierzchnia mokra pokryta jest wodą płynącą a w jakim stojącą, porównano obliczenia ciepłne z rzeczywistymi osiąganymi wymiennika uzyskanymi z bilansu energii.

Okazało się, że w warunkach eksploatacyjnych (rys. 5.15) strumień ciepła byłby o 36% mniejszy niż obliczony przy założeniu, że mokra ścianka ma temperaturę termometru mokrego t_m .

Natomiast gdyby przyjąć, że temperatura mokrej ścianki ma wartość odpowiadającą średniej temperaturze spływającej wody (rys.5.16) to wartość wyliczona byłaby niższa o około 10% w stosunku do wartości rzeczywistej.

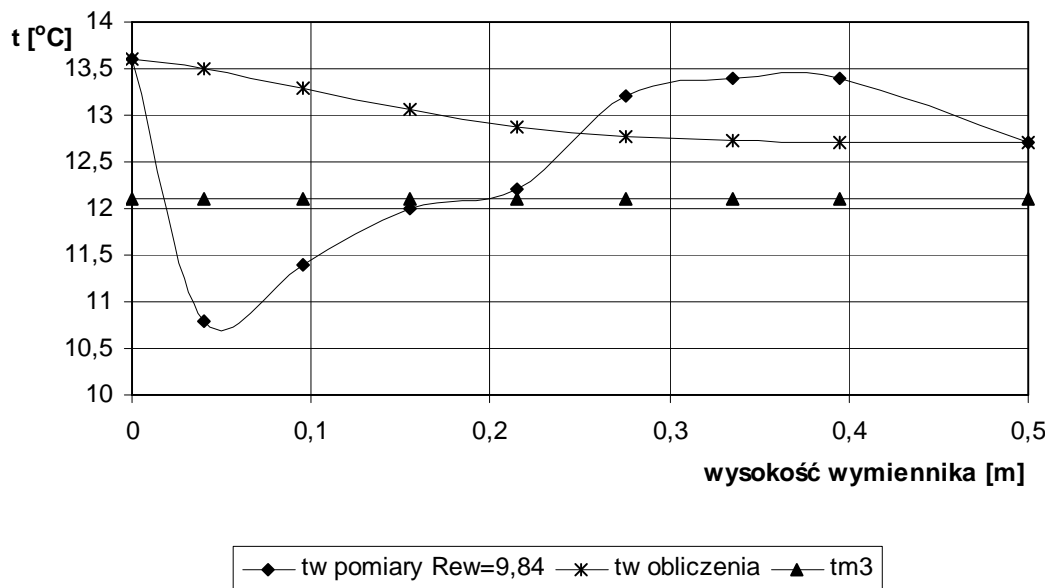
Oczywistym wnioskiem tej analizy jest to, że postawiona na początku teza o występowaniu w wymienniku ciepła przy współprądowym przepływie powietrza i wody miejsc o różnych temperaturach jest słuszna.

Dla dodatkowego potwierdzenia tej tezy wykonano badania, w trakcie, których sprawdzono rozkład temperatury spływającej wody wzdłuż wymiennika płytowego. Pomiaru temperatur dokonano za pomocą termopar rozmieszczonych jak na rysunku 5.18b.

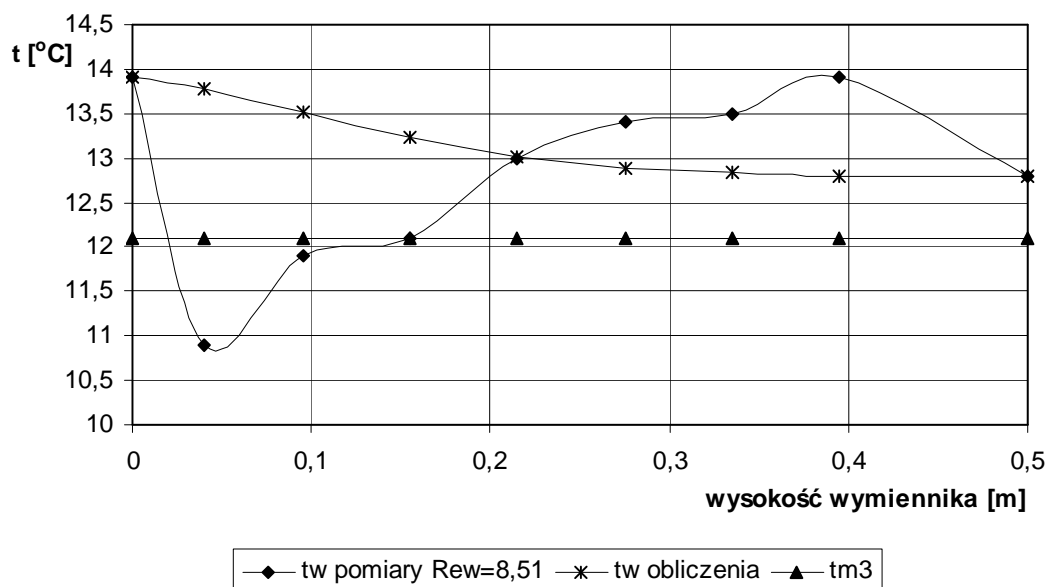


Rys.5.18. Schemat stanowiska badawczego z a) przeciwnym b)współprądowym przepływem powietrza i wody z naniesionymi punktami pomiaru temperatury wody

Rozkład temperatury wody wzdłuż wymiennika podczas współprądowego przepływu powietrza i wody pokazany na rysunkach 5.19 i 5.20 porównano z wartościami teoretycznymi, jakie miałyby miejsce, gdyby temperatura wody dążyła do t_{m3} , a transport ciepła zachodził tylko w wyniku występującej różnicy temperatur.



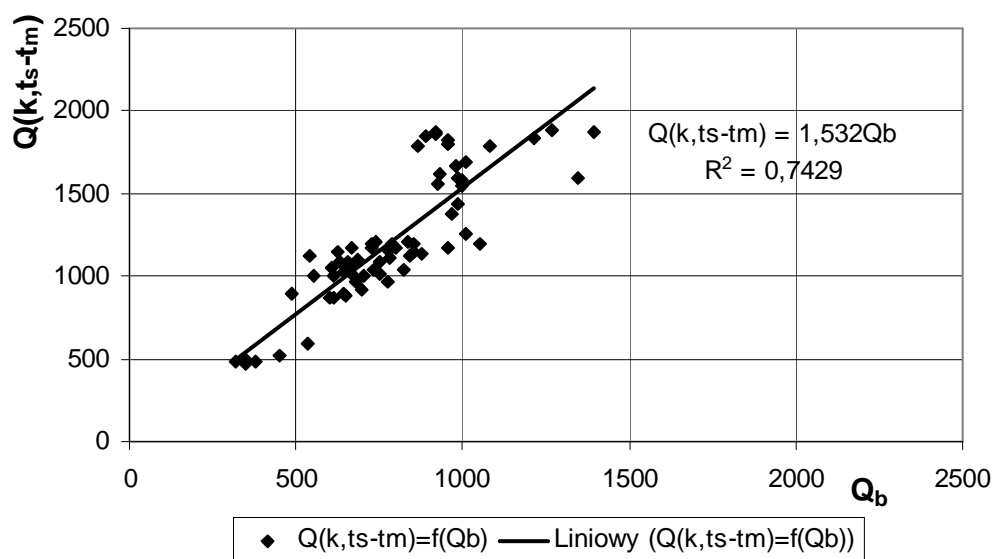
Rys.5.19. Rozkład temperatury spływającej wody wzdłuż kanałki wymiennika płytowego dla układu współprądowego przepływu powietrza i wody dla $Re_w=9,84$



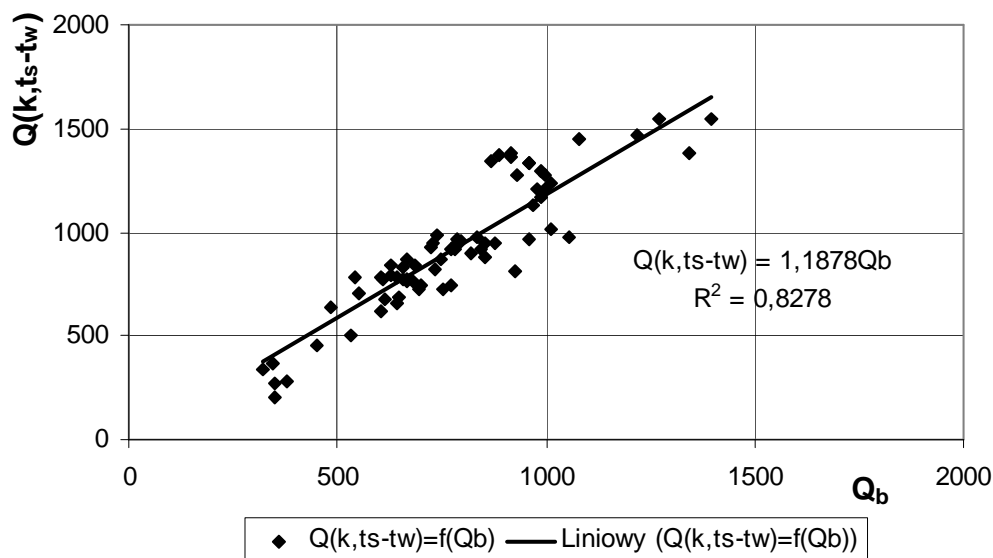
Rys.5.20. Rozkład temperatury spływającej wody wzdłuż kanałki wymiennika płytowego dla układu współprądowego przepływu powietrza i wody dla $Re_w=8,51$

Jak wynika z powyższych wykresów temperatura wody zmierzona w eksperymencie różni się od temperatury teoretycznej, ale oscyluje wokół niej. Początkowo temperatura wody spada, co może być spowodowane tym, że przy układzie współprądowym przepływu czynników woda wypływająca z rozpylacza spotyka się bezpośrednio z powietrzem zewnętrznym, które ma większą zdolność do absorpcji wilgoci niż powietrze w niższych partiach wymiennika płytowego.

Na kolejnych wykresach zobrazowano zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych (rys.5.21) oraz wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody (rys.5.22) od strumienia ciepła wyznaczonego z bilansu ciepła przy przeciwprądowym przepływie czynników.

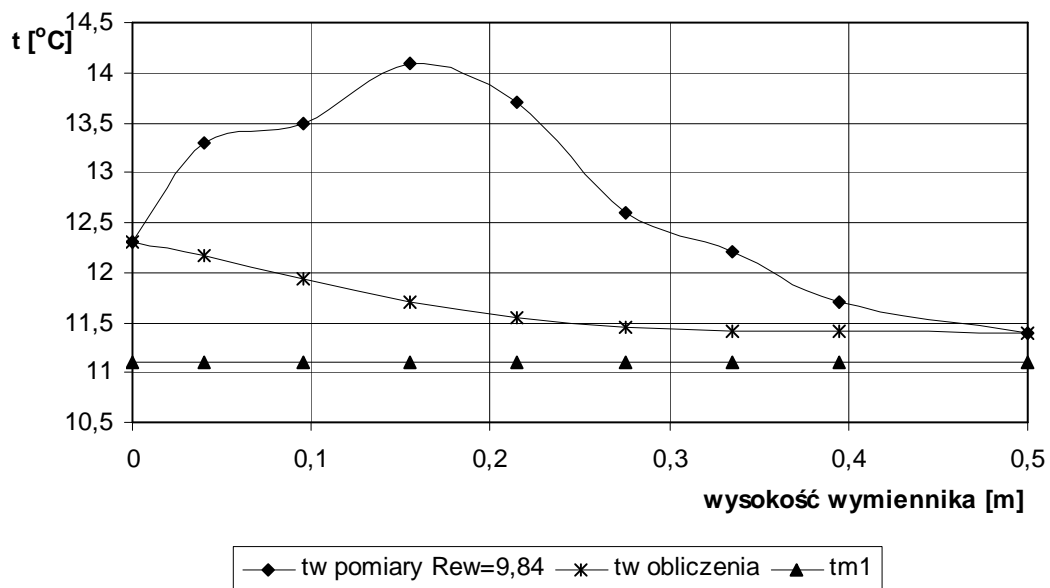


Rys.5.21. Wykres zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a wskazaniem temperatur termometrów mokrych od strumienia ciepła wynikającego z bilansu cieplnego przy przeciwprądowym przepływie czynników

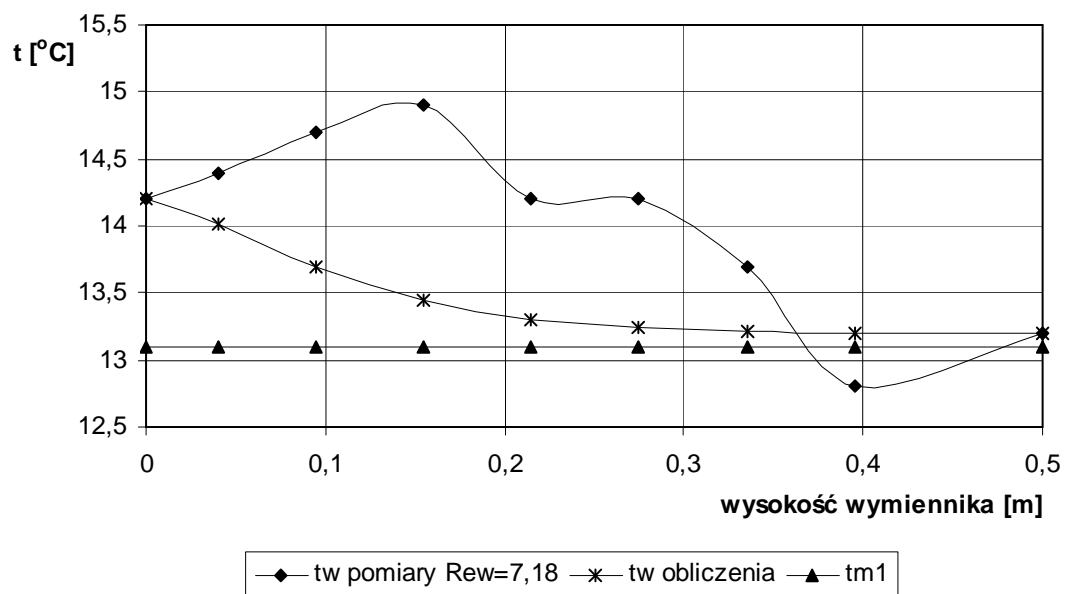


Rys.5.22. Wykres zależności strumienia ciepła przenikającego przez membranę wymiennika wynikającego z siły napędowej będącej różnicą temperatur powietrza suchego a temperaturami wody od strumienia ciepła wynikającego z bilansu cieplnego przy przeciwnym przepływie czynników

Przy przeciwnym przepływie powietrza i wody strumień ciepła obliczony z bilansu energii jest mniejszy zarówno w porównaniu ze strumieniem ciepła wyznaczonym z obliczeń cieplnych przy różnicy temperatur (t_s-t_m), co pokazano na rysunku 5.21, jak i (t_s-t_w) rysunek 5.22. Może to świadczyć o tym, że temperatura wody w wymienniku przyjmuje wartości wyższe od zmierzonych przed i za pompą. Aby się o tym przekonać w tym przypadku również wykonano dodatkowy pomiar temperatury spływającej wody w kanaliku wymiennika w miejscach jak na rys 5.18a, a wartości z tych pomiarów porównano z wartościami teoretycznymi, jakie miałyby miejsce, gdyby temperatura wody dążyła do wartości t_{m1} , a transport ciepła zachodził tylko w wyniku występującej różnicy temperatur. Wyniki tych badań przedstawiono na rysunkach 5.23 i 5.24. Jak wynika z wykresów 5.23 i 5.24 dla układu z przeciwnym przepływem czynników temperatura wody w badanym wymienniku przyjmuje wartości najwyższe w układzie.



Rys.5.23. Rozkład temperatury spływającej wody wzdłuż kanalika wymiennika płytowego dla układu przeciuprądowego przepływu powietrza i wody dla $Re=9,84$



Rys.5.24. Rozkład temperatury spływającej wody wzdłuż kanalika wymiennika płytowego dla układu przeciuprądowego przepływu powietrza i wody dla $Re=7,18$

5.4. Opory przepływu powietrza przez wymiennik płytowy

W trakcie badań przeprowadzono pomiary oporów przepływu powietrza po suchej i mokrej stronie wymiennika płytowego przy przeciwnieprądowym i współprądowym przepływie czynników. Pomiary wykonano na stanowiskach badawczych, których schematy przedstawiono na rys.4.1. i rys.4.2.

Badania wykonane zostały dla różnych strumieni przepływającej wody:

1) dla współprądowego przepływu powietrza i wody:

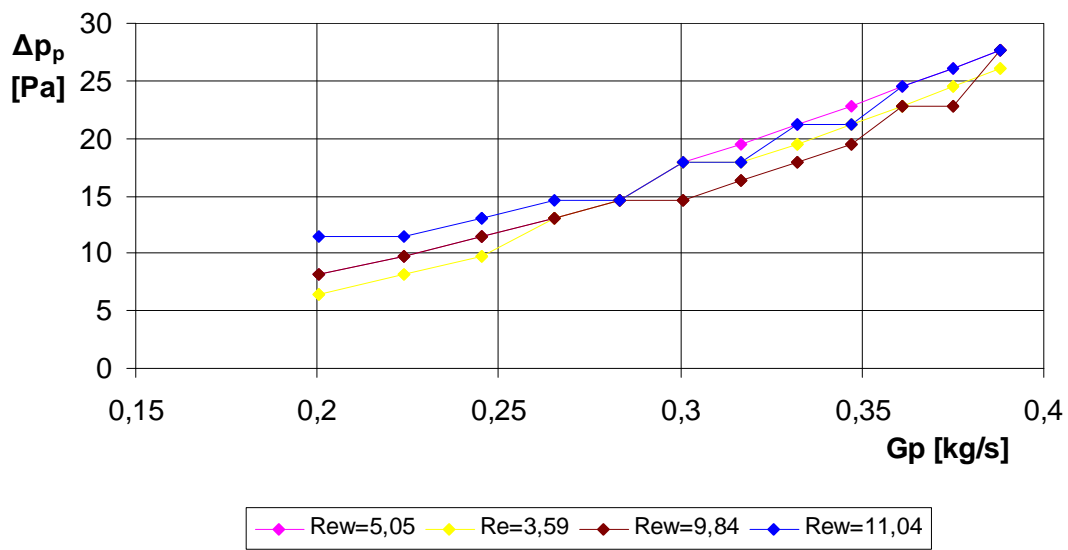
- $G_{w1}=0,0375$ kg/s, $Re_{w1}=3,59$;
- $G_{w2}=0,0528$ kg/s, $Re_{w2}=5,05$;
- $G_{w3}=0,103$ kg/s, $Re_{w3}=9,84$;
- $G_{w4}=0,115$ kg/s, $Re_{w4}=11,04$;

2) dla przeciwnieprądowego przepływu powietrza i wody:

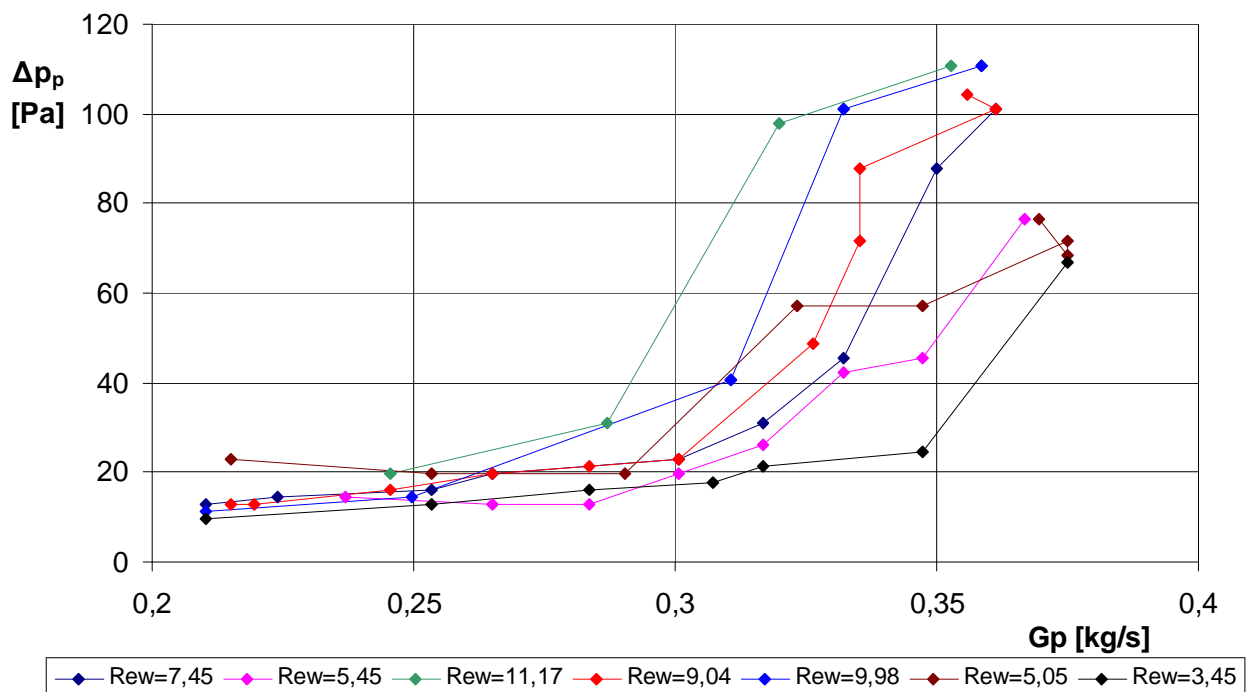
- $G_{w1}=0,0361$ kg/s, $Re_{w1}=3,45$;
- $G_{w2}=0,053$ kg/s, $Re_{w2}=5,05$;
- $G_{w3}=0,0579$ kg/s, $Re_{w3}=5,45$;
- $G_{w4}=0,0778$ kg/s, $Re_{w4}=7,45$;
- $G_{w5}=0,0944$ kg/s, $Re_{w5}=9,04$;
- $G_{w6}=0,104$ kg/s, $Re_{w6}=9,98$;
- $G_{w7}=0,117$ kg/s, $Re_{w7}=11,17$;

Dla każdego przypadku zmieniano strumień przepływającego powietrza od 0,2÷0,4 kg/s $Re < 2300$. Następnie odczytywano spadek ciśnienia po suchej i zraszanej stronie wymiennika za pomocą mikromanometrów.

Badania dotyczące oporów hydraulicznych przepływu powietrza przez zraszany wymiennik płytowy zobrazowano na wykresach 5.25 i 5.26, gdzie całkowite opory hydrauliczne wymiennika przedstawiono w funkcji wielkości strumienia przepływu powietrza.



Rys.5.25. Przebieg zmienności całkowitego oporu hydraulicznego przepływającego powietrza po stronie zraszanej przy współprądowym przepływie powietrza i wody

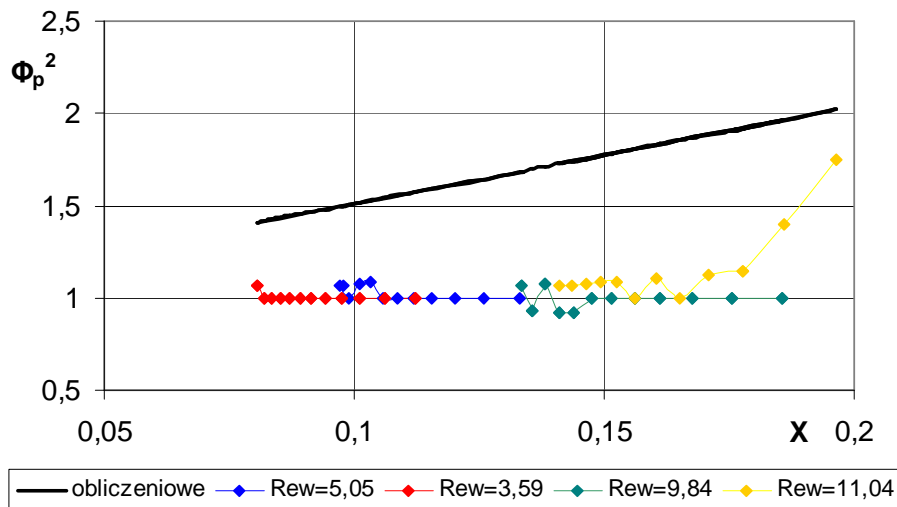


Rys.5.26. Przebieg zmienności całkowitego oporu hydraulicznego przepływającego powietrza po stronie zraszanej przy przeciuprądowym przepływie powietrza i wody

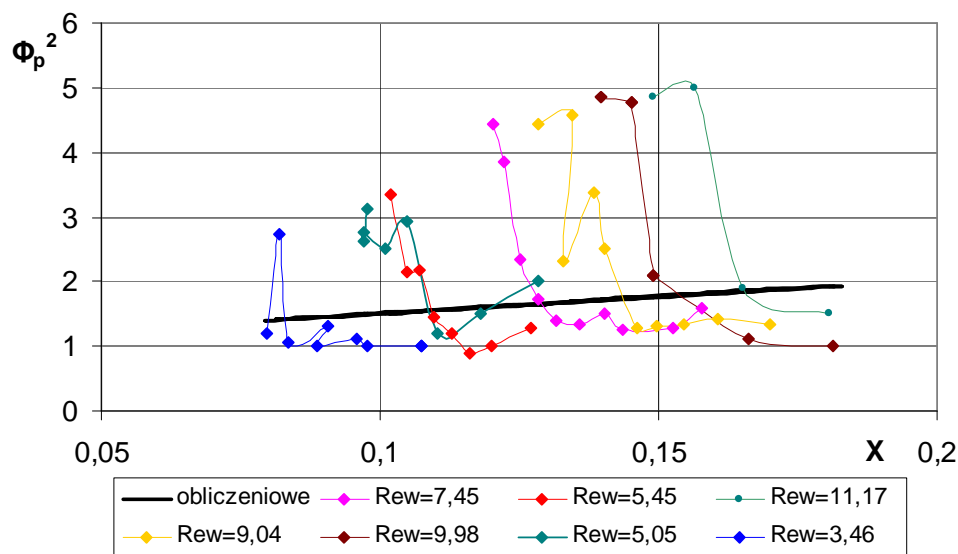
Jak wynika z wykresów 5.25 i 5.26, opory hydrauliczne przepływu powietrza po zraszanej stronie wymiennika są wyższe dla układu z przeciwnieprądowym przepływem czynników niż dla układu współprądowego.

Można zauważyć również, że opory przepływu powietrza rosną wraz ze wzrostem strumienia przepływu powietrza.

Do porównania oporów hydraulicznych przy przepływach dwufazowych zastosowano metodę Lockharta- Martinello. Porównano wyniki doświadczenia z obliczeniami osiągniętymi przez zastosowanie tej metody (wzór [2-40], [2-41] i [2-43]). Współczynnik Φ_p^2 obliczony metodą Lockharta-Martinello różni się od współczynnika Φ_p^2 otrzymanego z pomiarów, przyjmowanego jako stosunek całkowitych oporów przepływu powietrza przy zraszonym i suchym wymienniku dla przeciwnieprądowego jak i współprądowego przepływu czynników. Rozbieżności te zobrazowano na rysunkach 5.27 i 5.28, gdzie pokazano przebieg zmienności współczynnika Φ_p^2 , otrzymanego ze wzoru i pomiarów, w funkcji parametru X.



Rys.5.27. Przebieg zmienności współczynnika Φ_p^2 w funkcji parametru X dla wymiennika płytowego, w porównaniu z metodą Lockharta- Martinello, (przepływ współprądowy czynników)



Rys.5.28. Przebieg zmienności współczynnika Φ_p^2 w funkcji parametru X dla wymiennika płytowego, w porównaniu z metodą Lockharta-Martinello, (przepływ przeciwny czynników)

Porównanie wyników bezpośrednich pomiarów oporów hydraulicznych z teoretycznymi obliczonymi przy zastosowaniu metody Lockharta- Martinello wykazało, że dla układu ze współprądowym przepływem powietrza i wody opory zmierzone są niższe od teoretycznych. Może to być spowodowane tym, że woda sływa w rogach kanałów prostokątnych.

Dla układu z przeciwnyprądowym przepływem czynników zmierzone opory hydrauliczne powietrza po zraszanej stronie wymiennika dla danych strumieni wody zraszającej rosną wraz ze wzrostem strumienia powietrza. Przy mniejszych strumieniach powietrza wartości oporów są niższe od teoretycznych obliczonych jak dla przepływu współprądowego i zbliżone wartościami do oporów przy współprądowym przepływie czynników. Jednak wraz ze wzrostem strumienia powietrza wartość zmierzonych oporów hydraulicznych zaczyna znacznie przewyższać teoretyczne.

6. Analiza dokładności wyników przeprowadzonych pomiarów i obliczeń

6.1. Błędy i niepewności pomiarowe

Wynik pomiaru każdej wielkości fizycznej na ogół różni się od wartości rzeczywistej wielkości mierzonej. Niezależnie od metody pomiarów nigdy nie jesteśmy w stanie bezwzględnie dokładnie wyznaczyć rzeczywistej wartości wielkości fizycznej. Różnica między wynikiem pomiaru a wartością prawdziwą nazywana jest błędem pomiaru. W praktyce pomiarowej wyróżnia się trzy rodzaje błędów [95]:

- błędy systematyczne, wynikające z niedoskonałości przyrządów i metod pomiarowych,
- błędy grube (nadmierne), powstające na skutek nieuwagi lub niestaranności obserwatora przy odczytywaniu lub zapisywaniu wyników, lub na skutek nagłej zmiany warunków pomiaru,
- błędy przypadkowe, wynikające z różnych przypadkowych, nie dających się uwzględnić czynników, np. niedoskonałość zmysłów obserwatora lub niewystarczające wykszolenie.

Ponieważ nigdy nie znamy rzeczywistej wartości wielkości mierzonej, posługiwanie się w praktyce pojęciem błędu pomiaru nie jest wygodne. Zgodnie z obowiązującą w Polsce od 1999 roku Międzynarodową Normą Oceny Niepewności Pomiaru (Guide to Expression of Uncertainty in Measurement, ISO 1995) [98] należy posługiwać się terminem niepewność pomiarowa, zdefiniowanym jako parametr charakteryzujący wątpliwości dotyczące wartości wyniku pomiarowego. Miarą niepewności pomiarowej jest niepewność standardowa, którą szacuje się na dwa sposoby:

- typu A – wykorzystujący statystyczną analizę serii pomiarów:
 - wymaga odpowiednio dużej liczby powtórzeń pomiaru
 - ma zastosowanie do błędów przypadkowych
- typu B - oparty na naukowym osądzie eksperymentatora wykorzystującym wszystkie informacje o pomiarze i źródłach jego niepewności
 - stosuje się gdy statystyczna analiza nie jest możliwa
 - dla błędu systematycznego lub dla jednego wyniku pomiaru.

6.2. Metody określania niepewności pomiarowych typu B

Dla pomiarów bezpośrednich niepewność standardową określa się na podstawie teorii niepewności maksymalnej ΔX . To podejście zakłada, że można określić przedział wielkości mierzonej x , w którym na pewno znajdzie się wielkość rzeczywista. Zatem w zapisie: $x \pm \Delta X$. Natomiast niepewność standardową oblicza się z zależności:

$$u(X) = \frac{\Delta X}{\sqrt{3}} \quad [6-1]$$

w której za ΔX przyjmowano elementarną działkę przyrządu pomiarowego.

Natomiast w przypadku pomiarów pośrednich wielkość mierzona Y oblicza się korzystając ze związku funkcyjnego, który można zapisać w ogólnej postaci:

$$Y = f(X_1, X_2, \dots, X_k) \quad [6-2]$$

gdzie symbole X_1, X_2, \dots, X_k oznaczają wyniki pomiarów k wielkości fizycznych mierzonych bezpośrednio. Zakładając, że niepewności standardowe tych wyników wynoszą $u(X_1), u(X_2), \dots, u(X_k)$, niepewność złożoną $u_c(Y)$ wielkości Y w przypadku nieskorelowanych (mierzonych niezależnie) wielkości wejściowych, wyznacza się metodą różniczki zupełnej [98] wg zależności:

$$u_c(Y) = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial X_1} \cdot u(X_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial X_2} \cdot u(X_2)\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial X_k} \cdot u(X_k)\right)^2} \quad [6-3]$$

Niepewność standardowa określa wartość wyniku, jednak do wnioskowania o zgodności pomiaru z innymi rezultatami np. wartością tabelaryczną, oraz do celów komercyjnych itp. Norma [98] wprowadza pojęcie niepewności rozszerzonej U (dla pomiarów bezpośrednich) lub U_c (dla pomiarów pośrednich). Wartość tej niepewności oblicza się z równania:

$$\begin{aligned} U(X) &= k \cdot u(X) \\ U_c(Y) &= k \cdot u_c(Y) \end{aligned} \quad [6-4]$$

w którym k – współczynnik rozszerzenia adekwatny do poziomu ufności równy najczęściej od 2 do 3 – w większości zastosowań zaleca się przyjmować $k=2$.

Niepewność standardowa i rozszerzona posiada taki sam wymiar jak wielkość mierzona. Natomiast w celu wyznaczenia niepewności względnej (standardowej i rozszerzonej), wyrażanej w % należy skorzystać z równania:

$$u_r(X) = \frac{u(X)}{X} \cdot 100\% \quad [6-5]$$

$$U_r(Y) = \frac{U(Y)}{Y} \cdot 100\%$$

6.2.1. Niepewności pomiarów bezpośrednich

Na stanowisku badawczym przeprowadzono pomiary temperatur powietrza na wlocie i wylocie z urządzenia wg wskazań termometrów mokrego i suchego, temperatury wody przed i za pompą oraz spadków ciśnienia na kryzie pomiarowej. Mierzono również natężenie przepływu wody zraszającej za pomocą rotametrów oraz spadki ciśnienia po suchej i mokrej stronie wymiennika.

Dokładności pomiaru oraz wartości niepewności rozszerzonych dla stosowanych na stanowisku pomiarowym przyrządów zestawiono w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Niepewności rozszerzone wielkości mierzonych

L.p.	Wielkość mierzona (X)	Przyrząd pomiarowy	ΔX	U(X) wg [6-1] i [6-4]
1	Temperatura powietrza ($t_{s1}, t_{s2}, t_{s3}, t_{m1}, t_{m2}, t_{m3}$)	termometr rtęciowy	0,1°C	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
2	Temperatura wody (t_{w1}, t_{w2})	termometr rtęciowy	0,1°C	$\pm 0,1^\circ\text{C}$
3	Spadek ciśnienia na kryzie pomiarowej Δp_{kr}	mikromanometr	1 mm	$\pm 1 \text{ mm}$
4	Strumień masowy wody zraszającej G_w	rotametr	10 dm ³ /h	$\pm 11 \text{ dm}^3/\text{h}$
5	Spadek ciśnienia po suchej stronie wymiennika Δp_s	mikromanometr	1 mm	$\pm 1 \text{ mm}$
5	Spadek ciśnienia po mokrej stronie wymiennika Δp_s	mikromanometr	1 mm	$\pm 1 \text{ mm}$

6.2.2. Rozszerzone niepewności złożone pomiarów pośrednich

6.2.2.1. Niepewność pomiaru wilgotności oraz entalpii powietrza wilgotnego metodą psychrometryczną

Najczęściej stosowaną metodą pomiaru wilgotności powietrza jest metoda psychrometryczna. W metodzie tej stosuje się tzw. termometr mokry, który wykonany jest w ten sposób, że bańka termometru cieczowego z cieczą termometryczną owinięta jest batysem lub gazą, którą przed pomiarem należy zmoczyć czystą wodą (najlepiej destylowaną). W trakcie pomiaru woda z gazy wyparowuje. A proces suszenia można uważać za proces mieszania suszącego powietrza z wodą ciekłą pochodzącą z wilgoci materiału. Punkt charakteryzujący stan suszącego powietrza przesuwają się więc w układzie h, x po linii prostej, której nachylenie określa się wzorem [16,91]:

$$\frac{\Delta h}{\Delta x} = c_w t_m \quad [6-6]$$

Linia ta przebiega zgodnie ze współczynnikiem kierunkowym przemiany dla powietrza absorbującego wilgoć z wody o temperaturze „ t_m ” w warunkach adiabatycznych [30,77]. Pochylenie tej linii niewiele odbiega od pochylenia linii $h = idem$ (przemiana s-m na rys.1. jest przesadnie odchyłona od izentalpy) i dlatego zazwyczaj przyjmuje się, że przemiana powietrza w procesie suszenia jest przemianą izentalpową. (Przebieg przemiany byłby dokładnie izentropowy, gdyby wilgoć suszonego materiału miała temperaturę $\sim 0^\circ\text{C}$). Gdyby przemiana doszła do wilgotności względnej $\phi=100\%$, to prosta po której przebiega przemiana przecięła by krzywą $\phi=100\%$ w punkcie o temperaturze t_m , co pokazano na rys.6.1.

Entalpię powietrza w stanie „m” w zakresie temperatur stosowanych w technice klimatyzacyjnej można obliczyć jako:

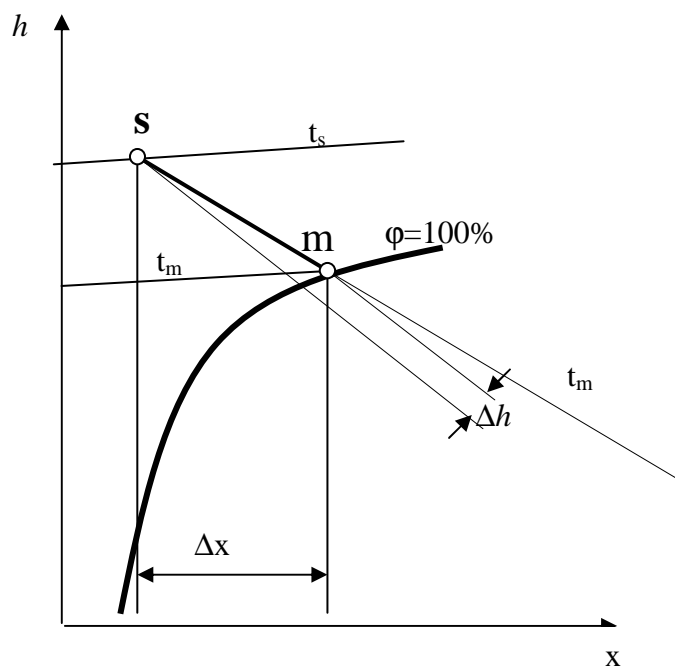
$$h_m = 1,005 \cdot t_m + x_m (2500 + 1,85 \cdot t_m) \quad [6-7]$$

przy czym wilgotność właściwą określa poniższy wzór

$$x_m = 0,622 \frac{P_m}{b - p_m} \quad [6-8]$$

Natomiast w stanie „s” entalpia powietrza przyjmie wartość

$$h_s = 1,005 \cdot t_s + (x_m - \Delta x)(2500 + 1,85 \cdot t_s) \quad [6-9]$$



Rys.6.1. Punkty charakterystyczne t_s i t_m w metodzie psychrometrycznej pomiaru wilgotności powietrza na wykresie h - x [16]

we wzorze [6-8] prężność pary wodnej można wyznaczyć z formuły [4-5].

Przekształcając zależność [6-6] otrzymujemy drugą zależność na h_s

$$\frac{h_m - h_s}{\Delta x} = c_w t_m, \quad [6-10]$$

co pozwala otrzymać ją w postaci jawnej

$$h_s = \frac{[1,005 \cdot t_m + x_m (2500 + 1,85 \cdot t_m)](2500 + 1,85 \cdot t_s) - [1,005 \cdot t_s + x_m (2500 + 1,85 \cdot t_s)]}{\frac{2500 + 1,85 \cdot t_s}{c_w \cdot t_m} - 1} \quad [6-11]$$

natomiast wilgotność właściwa punktu „s” wyniesie:

$$x_s = x_m - \Delta x = 0,622 \frac{p_m}{b - p_m} - \frac{h_m - h_s}{c_w \cdot t_m} \quad [6-12]$$

Z powyższych wzorów wynika, że wartość wilgotności właściwej oraz entalpii powietrza wyznacza się na podstawie odczytów wskazań temperatur termometru suchego oraz mokrego.

Na pomiary temperatury termometrem suchym i mokrym mają wpływ różne czynniki, co powoduje błędy. Podczas wyschnięcia włókna od termometru mokrego występuje błąd grubo, co powoduje zrównanie temperatury na obu termometrach.

Zadaniem przeprowadzonej analizy błędów jest określenie stopnia dokładności wyznaczenia wilgotności właściwej oraz entalpii otrzymanych w oparciu o odczytane temperatury termometru mokrego i suchego.

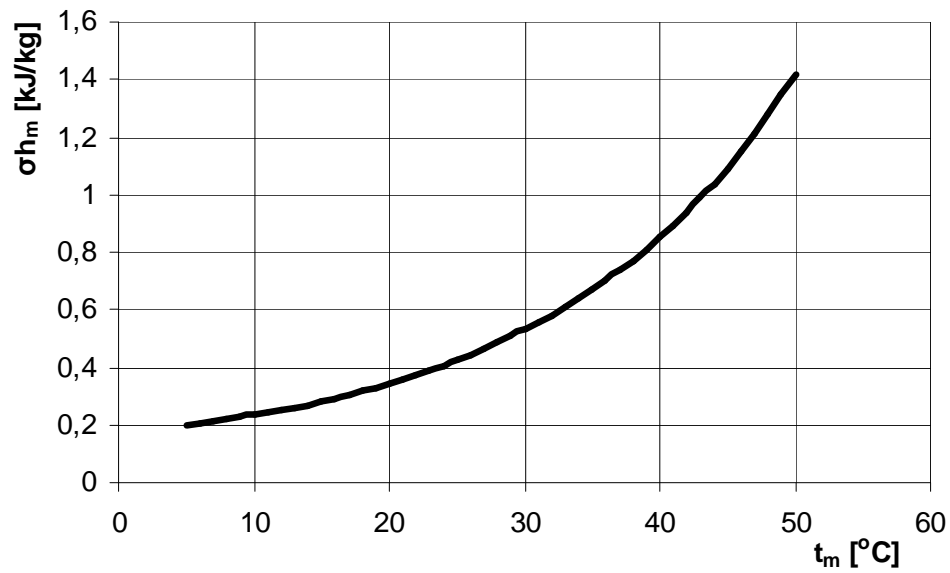
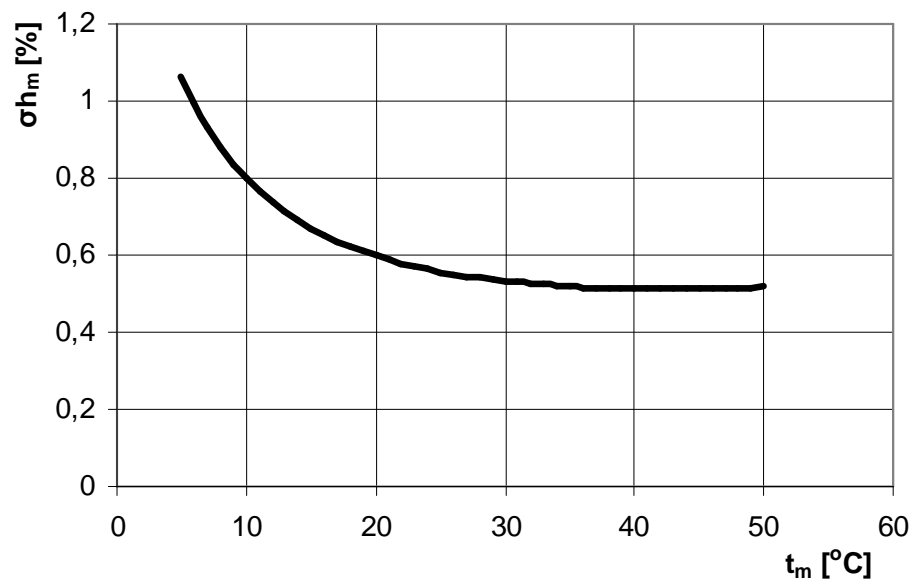
Niepewność pomiarową entalpii powietrza w stanie m określa się wykorzystując zależność [6-3] i wynosi ona:

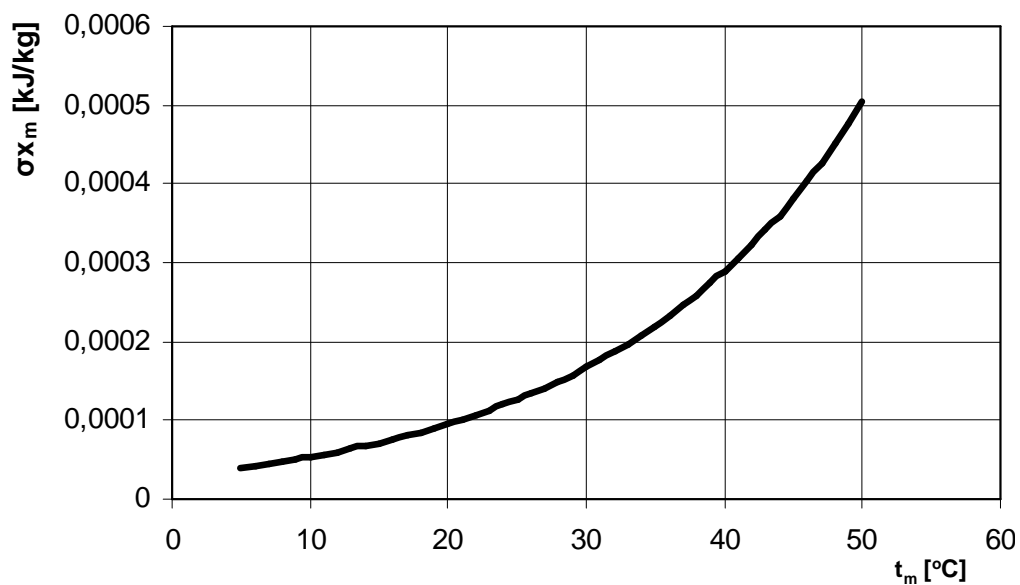
$$\sigma h_m = \sqrt{\left(\frac{\partial h_m}{\partial t_m} \cdot dt_m\right)^2 + \left(\frac{\partial h_m}{\partial b} \cdot db\right)^2} \quad [6-13]$$

oraz wilgotność względną powietrza w stanie m z zależności [6-3]:

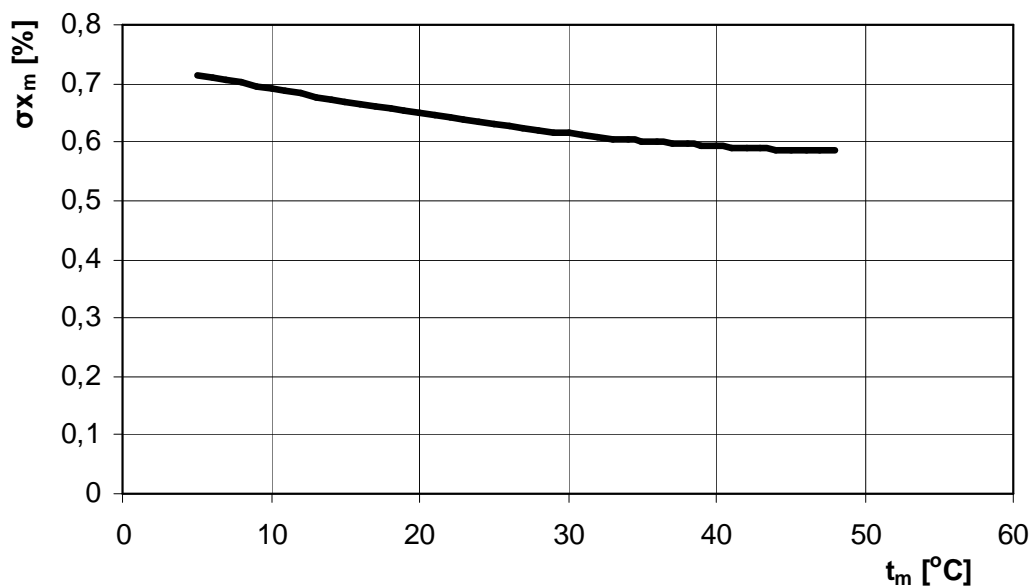
$$\sigma x_m = \sqrt{\left(\frac{\partial x_m}{\partial t_m} \cdot dt_m\right)^2 + \left(\frac{\partial x_m}{\partial b} \cdot db\right)^2} \quad [6-14]$$

Z przeprowadzonych obliczeń niepewności pomiarów wynika, że błąd pomiaru wilgotności właściwej oraz entalpii powietrza w punkcie m rośnie wraz ze wzrostem temperatury termometru mokrego (rys 6.2 i 6.4) zaś niepewność względna maleje od 1,0% dla niskich temperatur termometru mokrego do 0,5% dla $t_m=50^\circ\text{C}$ (rys 6.3 i 6.5) .

Rys.6.2. Niepewność pomiaru entalpii powietrza wilgotnego w punkcie m w funkcji t_m [16]Rys.6.3. Niepewność względna pomiaru entalpii powietrza wilgotnego w punkcie m w funkcji t_m [16]



Rys.6.4. Niepewność pomiaru wilgotności właściwej powietrza wilgotnego w punkcie m w funkcji t_m [16]



Rys.6.5. Niepewność względna pomiaru wilgotności właściwej powietrza wilgotnego w punkcie m w funkcji t_m [16]

Podobne analizy niepewności pomiarów przeprowadzono dla entalpii oraz wilgotności względnej powietrza w punkcie s.

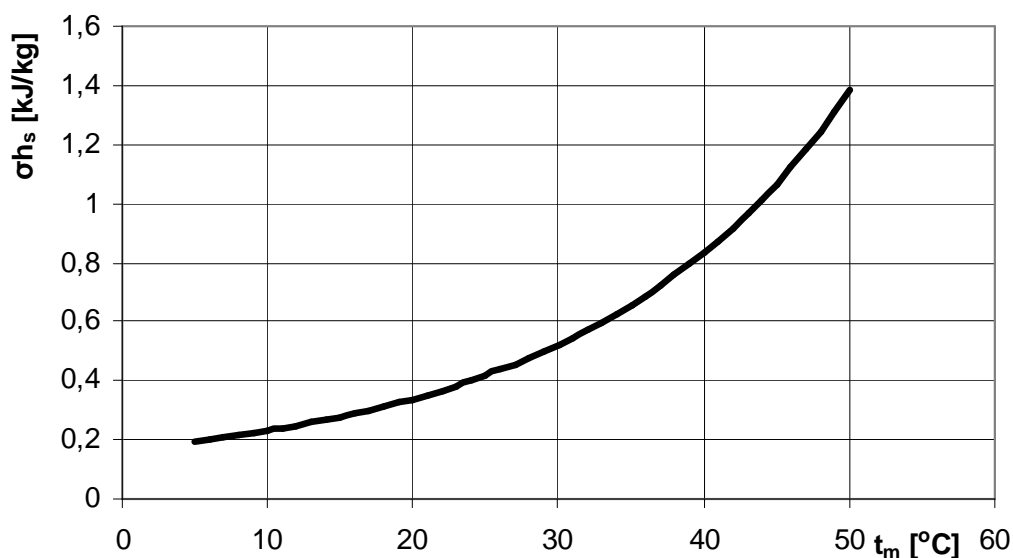
Niepewność pomiarową entalpii określa się wykorzystując wzór [6-3]:

$$\sigma_{h_s} = \sqrt{\left(\frac{\partial h_s}{\partial t_s} \cdot dt_s\right)^2 + \left(\frac{\partial h_s}{\partial t_m} \cdot dt_m\right)^2 + \left(\frac{\partial h_s}{\partial b} \cdot db\right)^2} \quad [6-15]$$

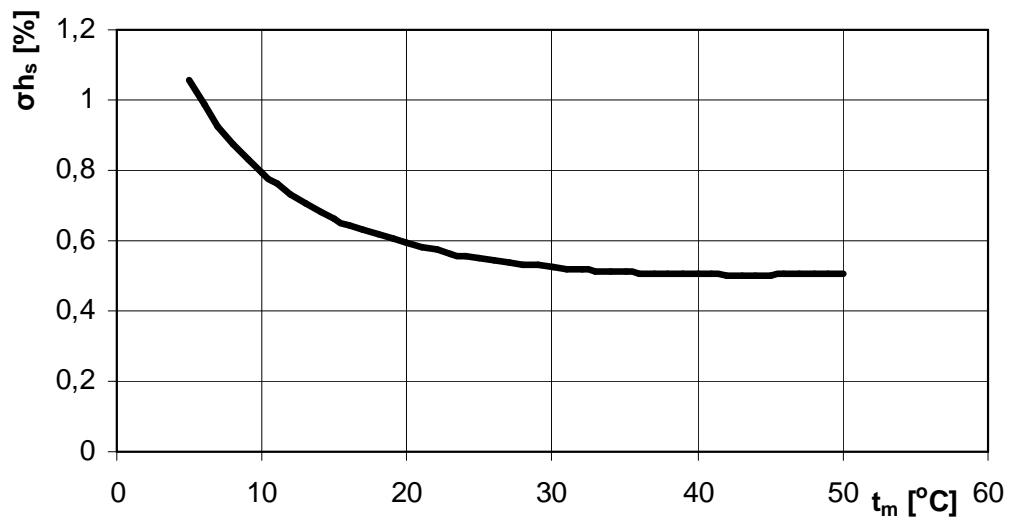
zaś wilgotności względnej ze wzoru:

$$\sigma_{x_s} = \sqrt{\left(\frac{\partial x_s}{\partial t_s} \cdot dt_s\right)^2 + \left(\frac{\partial x_s}{\partial t_m} \cdot dt_m\right)^2 + \left(\frac{\partial x_s}{\partial b} \cdot db\right)^2} \quad [6-16]$$

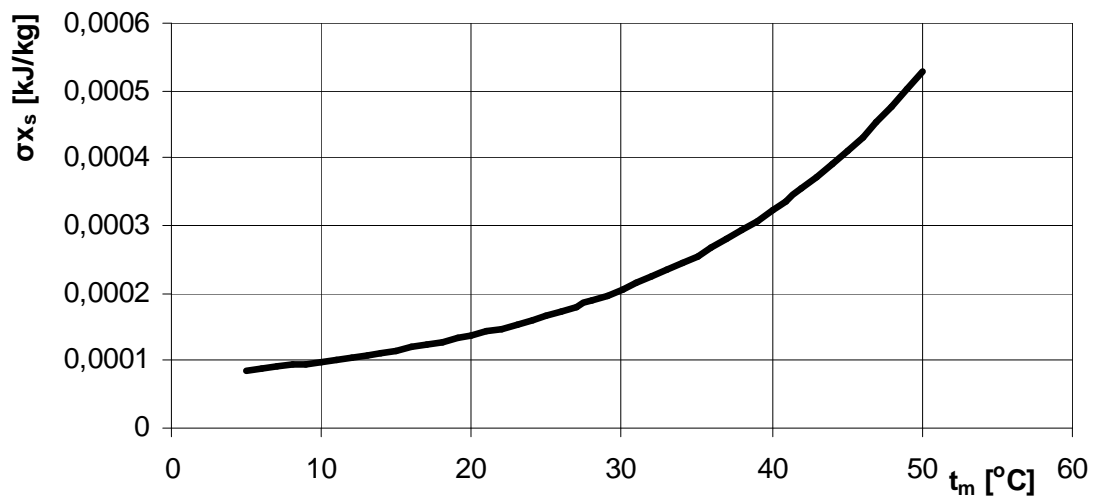
Z przeprowadzonych obliczeń błędów pomiarów wynika, podobnie jak w poprzednim przypadku, że niepewność pomiaru wilgotności właściwej oraz entalpii powietrza wilgotnego rośnie wraz ze wzrostem temperatury termometru mokrego (rys. 6.6 i 6.8), zaś niepewność względna maleje od 6,5% dla niskich temperatur termometru mokrego do 0,5% dla $t_m=50^\circ\text{C}$ (rys 6.7 i 6.9).



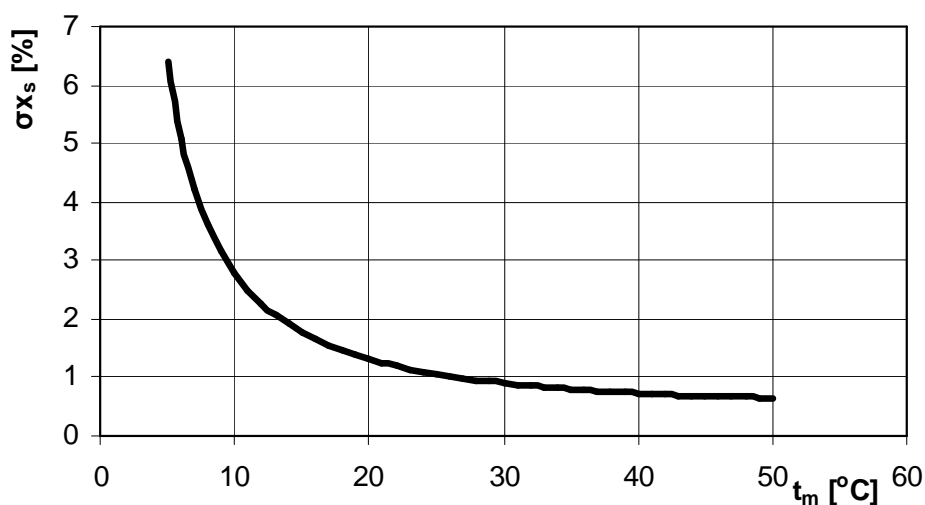
Rys.6.6. Niepewność pomiaru entalpii powietrza wilgotnego w punkcie s w funkcji t_m [16]



Rys.6.7. Niepewność względna pomiaru entalpii powietrza wilgotnego w punkcie s w funkcji t_m [16]



Rys.6.8. Niepewność pomiaru wilgotności właściwej powietrza wilgotnego w punkcie s w funkcji t_m [16]



Rys.6.9. Niepewność względna pomiaru wilgotności właściwej powietrza wilgotnego w punkcie s w funkcji t_m [16]

6.2.2.2. Niepewność pomiaru pozostałych wielkości mierzonych pośrednio

Ze względu na ilość obliczeń, w celu wyznaczenia wielkości mierzonych pośrednio, w tabeli 6.2 zestawiono wyłącznie niepewności złożone dla tych wielkości, które ostatecznie były wykorzystane.

Tabela 6-2 Rozszerzone niepewności pomiarów pośrednich

L.p.	Wielkość złożona Y	Formuła obliczeniowa	Rozszerzona niepewność złożona względna $U_{cr}(Y)$ [%]		
			min	średnia	max
1	2	3	4	5	6
Współprądowy przepływ powietrza i wody					
1	Gęstość powietrza	[4-6]	± 0,109	±0,109	±0,109
2	Gęstość wody	[4-7]	± 0,00126	±0,00163	±0,00197
3	Strumień masowy powietrza	[4-8]	± 0,98	±1,72	±3,7
4	Strumień masowy wody	-	± 2,41	±4,69	±9,99
5	Zawartość wilgoci w powietrzu na wlocie x_1	[4-1]	± 1,38	±1,63	±2,1

L.p.	Wielkość złożona Y	Formuła obliczeniowa	Rozszerzona niepewność złożona względna $U_{cr}(Y)$ [%]		
			min	średnia	max
1	2	3	4	5	6
6	Zawartość wilgoci w powietrzu na wylocie x_3	[4-1]	$\pm 1,05$	$\pm 1,17$	$\pm 1,29$
7	Entalpie powietrza na wlocie h_1	[4-16]	$\pm 0,62$	$\pm 0,67$	$\pm 0,73$
8	Entalpie powietrza na wylocie h_3	[4-16]	$\pm 0,61$	$\pm 0,66$	$\pm 0,71$
9	Sprawność wymiennika płytowego $\varepsilon(t_{w\acute{s}r})$	[5-5]	$\pm 2,3$	$\pm 3,64$	$\pm 6,14$
10	Sprawność wymiennika płytowego $\varepsilon(t_m)$	[5-6]	$\pm 2,27$	$\pm 3,65$	$\pm 6,15$
11	Ciepło właściwe powietrza	[4-9]	$\pm 0,019$	$\pm 0,021$	$\pm 0,023$
12	Ciepło właściwe wody	[4-12]	$\pm 0,0016$	$\pm 0,0017$	$\pm 0,0019$
13	Prędkość przepływu powietrza w	$w = \frac{G}{\rho \cdot A}$	$\pm 1,39$	$\pm 2,45$	$\pm 5,32$
14	Liczba Re_p	$Re_p = \frac{w_p \cdot d_r}{\gamma_p}$	$\pm 9,87$	$\pm 10,13$	$\pm 11,13$
15	Liczba Nu_p	[2-21]	$\pm 13,34$	$\pm 14,48$	$\pm 16,76$
16	Sprawność żebra ε_z	$\varepsilon_z = \frac{\tanh(mh_z)}{mh_z}$	$\pm 3,57$	$\pm 3,89$	$\pm 4,52$
17	Współczynnik przenikania ciepła k	[4-25]	$\pm 14,55$	$\pm 15,29$	$\pm 16,95$
18	Współczynnik wnikanania ciepła α	[2-25]	$\pm 13,37$	$\pm 14,52$	$\pm 16,79$
19	Średnia logarytmiczna różnica temperatur	Prawa strona równania [5-8] i [5-9]	$\pm 3,03$	$\pm 4,58$	$\pm 8,47$
20	Strumień ciepła wyznaczony z bilansu energii Q_b	[5-7]	$\pm 3,16$	$\pm 4,63$	$\pm 7,15$

L.p.	Wielkość złożona Y	Formuła obliczeniowa	Rozszerzona niepewność złożona względna $U_{cr}(Y)$ [%]		
			min	średnia	max
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>
21	Strumień ciepła przenikający przez membranę $Q_{(k, ts-tm)}$	[5-8]	$\pm 15,35$	$\pm 18,64$	$\pm 26,82$
22	Strumień ciepła przenikający przez membranę $Q_{(k, ts-tw)}$	[5-9]	$\pm 15,11$	$\pm 18,39$	$\pm 34,10$
Przeciwprowody przepływ powietrza i wody					
1	Gęstość powietrza	[4-6]	$\pm 0,109$	$\pm 0,109$	$\pm 0,109$
2	Gęstość wody	[4-7]	$\pm 0,0011$	$\pm 0,00166$	$\pm 0,0021$
3	Strumień masowy powietrza	[4-8]	$\pm 1,009$	$\pm 1,77$	$\pm 3,38$
4	Strumień masowy wody	-	$\pm 2,41$	$\pm 5,35$	$\pm 9,99$
5	Zawartość wilgoci w powietrzu na wlocie x_1	[4-1]	$\pm 1,04$	$\pm 1,44$	$\pm 1,76$
6	Zawartość wilgoci w powietrzu na wylocie x_3	[4-1]	$\pm 0,95$	$\pm 1,11$	$\pm 1,28$
7	Entalpie powietrza na wlocie h_1	[4-16]	$\pm 0,597$	$\pm 0,65$	$\pm 0,74$
8	Entalpie powietrza na wylocie h_3	[4-16]	$\pm 0,59$	$\pm 0,64$	$\pm 0,73$
9	Sprawność wymiennika płytowego $\varepsilon(t_{w\acute{s}r})$	[5-5]	$\pm 2,45$	$\pm 5,26$	$\pm 12,27$
10	Sprawność wymiennika płytowego $\varepsilon(t_m)$	[5-6]	$\pm 2,46$	$\pm 5,3$	$\pm 12,38$
11	Ciepło właściwe powietrza	[4-9]	$\pm 0,019$	$\pm 0,0218$	$\pm 0,025$
12	Ciepło właściwe wody	[4-12]	$\pm 0,0015$	$\pm 0,0017$	$\pm 0,0019$

L.p.	Wielkość złożona Y	Formuła obliczeniowa	Rozszerzona niepewność złożona względna $U_{cr}(Y)$ [%]		
			min	średnia	max
1	2	3	4	5	6
13	Prędkość przepływu powietrza w	$w = \frac{G}{\rho \cdot A}$	±1,44	±2,53	±4,9
14	Liczba Re_p	$Re_p = \frac{w_p \cdot d_r}{\gamma_p}$	±9,88	±10,14	±10,94
15	Liczba Nu_p	[2-21]	±13,39	±14,61	±16,47
16	Sprawność żebra ε_z	$\varepsilon_z = \frac{\tanh(mh_z)}{mh_z}$	±0,036	±0,039	±0,044
17	Współczynnik przenikania ciepła k	[4-25]	±14,6	±15,4	±16,7
18	Współczynnik wnikania ciepła α	[2-25]	±13,43	±14,64	±16,5
19	Średnia logarytmiczna różnica temperatur	Prawa strona równania [5-8] i [5-9]	±3,71	±6,33	±15,07
20	Strumień ciepła wyznaczony z bilansu energii Q_b	[5-7]	±3,68	±6,4	±14,2
21	Strumień ciepła przenikający przez membranę $Q_{(k, ts-tm)}$	[5-8]	±18,67	±22,37	±25,98
22	Strumień ciepła przenikający przez membranę $Q_{(k, ts-tw)}$	[5-9]	±15,73	±22,42	±40,98

7. Wnioski

Przeprowadzone badania pośredniej chłodnicy wyparnej zbudowanej na bazie wymiennika płytowego i analiza wyników tych badań pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków podsumowujących całość rozprawy doktorskiej:

1. Układ ze współprądowym przepływem powietrza i wody okazał się lepszy od układu z przepływem przeciwpłądowym zarówno pod względem wielkości wydajności chłodniczej, jak i wartości oporów hydraulicznych przepływu powietrza po zraszanej stronie wymiennika.
2. Tezy zawarte we wniosku 1 są konsekwencją zjawisk zachodzących przy przeciwpłądowym przepływie gazu i cieczy jako zjawiska uogólnionego i opisanego w literaturze dla przepływu dwufazowego. Obserwacja sposobu przepływu powietrza i wody potwierdziła zgodność zjawisk zachodzących podczas przepływu przeciwpłądowego powietrza i wody w wymienniku ze zjawiskami opisanymi w literaturze. Przy wzroście przepływu gazu zwiększa się naprężenie styczne na granicy faz, co prowadzi do hamowania cieczy. W trakcie badań obserwowano podczas przeciwpłądowego przepływu czynników zmniejszanie się prędkości spływającej wody i tworzenie się korków wodnych, co powodowało ogrzewanie wody od powietrza ochładzanego.
3. Dla omawianego zjawiska po suchej i mokrej stronie wymiennika w trakcie badań występował spadek temperatury powietrza, co wskazuje na to, że pomiędzy powietrzem po obu stronach wymiennika nie występuje proces wymiany ciepła. Zatem wymiana ciepła zachodzi zawsze pomiędzy powietrzem i wodą, która posiada najniższą temperaturę w układzie.
4. Przepływ wody przez wymiennik jak wykazały obserwacje nie ma charakteru filmu wodnego w całym przekroju wymiennika, lecz przebiega dwutorowo:
 - a) występuje spływ wody strużkami w rogach kanałów powietrznych,
 - b) Okresowo wymieniających się praktycznie stałych kropeł wody na płaskich powierzchniach kanałów (nieruchomy film wodny)
5. Wyższe sprawności wymiennika płytowego uzyskano dla układu ze współprądowym przepływem powietrza i wody dla wszystkich badanych strumieni powietrza i wody.

6. Sprawność wymiennika płytowego dla układu współprądowego w badanym zakresie stopnia zraszania praktycznie nie zależy od stopnia zraszania. Dla układu przeciwpładowego zaś daje się zauważyć wpływ stopnia zraszania na sprawność wymiennika.
7. W badanym wymienniku, podczas współprądowego przepływu czynników, ciepła woda w różnych miejscach ma różną temperaturę w zależności od intensywności, z jaką dane miejsce jest omywane. Pojawiają się zatem w układzie miejsca o różnych temperaturach i w zależności od powierzchni jakie te miejsca zajmują wymiana ciepła może przebiegać z różną intensywnością. Dla tego układu rzeczywista temperatura w wymienniku płytowym odbiega od temperatury teoretycznej, ale oscyluje wokół teoretycznej.
8. Dla układu ze współprądowym przepływem powietrza i wody strumień ciepła obliczony przy założeniu, że woda ma temperaturę odpowiadającą wartościom z eksperymentu jest mniejszy o około 10% od strumienia wyznaczonego z bilansu ciepła (rys.5,16), co świadczy o występowaniu w wymienniku płytowym niższych temperatur wody niż temperatury zmierzone przed i za pompą.
9. Dla układu z przeciwpładowym przepływem czynników temperatura wody w badanym wymienniku przyjmuje wartości najwyższe w układzie.
10. Z bezpośrednich pomiarów oporów hydraulicznych po zraszanej stronie wymiennika wynika, że opory podczas przeciwpładowego przepływu czynników są wyższe niż dla układu z przepływem współprądowym.
11. Porównanie wyników bezpośrednich pomiarów oporów hydraulicznych z teoretycznymi obliczonymi przy zastosowaniu metody Lockharta- Martinellogo wykazało, że dla układu ze współprądowym przepływem powietrza i wody opory zmierzone są niższe od teoretycznych. Może to być spowodowane tym, że woda sływa w rogach kanałów prostokątnych.

Alfabetyczny spis literatury

- [1] *Abramowicz H.*, Jak analizować wyniki pomiarów?, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1992
- [2] *Anisimov S., Vasiljev V., Żuchowicki J.*, Wymiana ciepła i masy w urządzeniach do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania, *Chłodnictwo & Klimatyzacja* 7/2004 s. 20-25
- [3] *Anisimow S., Vasiliev V., Żuchowicki J.*, Analiza możliwości podwyższania skuteczności procesów wymiany ciepła i masy w urządzeniach do pośredniego ochładzania powietrza za pomocą parowania, *Materiały XV Ogólnopolskiej Konferencji Naukowo – Technicznej, „Wentylacja, Klimatyzacja, Ogrzewnictwo, Zdrowie” Zakopane – Kościelisko, 2-4 czerwca 2004 s. 23-32*
- [4] *ASHRAE HANDBOOK*, Condensers, chapter 36/1992
- [5] *ASHRAE HANDBOOK*, Cooling towers, chapter 37/1992
- [6] *ASHRAE HANDBOOK*, Mine air conditioning and ventilation, chapter 26/1999
- [7] *ASHRAE HANDBOOK*, Air Conditioning Systems: Evaporative cooling systems and Evaporative Coolers, Chapter 27/1999
- [8] *ASHRAE HANDBOOK*, HVAC Systems and equipment. Evaporative air cooling, Chapter 19/1999
- [9] *ASHRAE HANDBOOK*, HVAC Systems and equipment. Evaporative air cooling, Chapter 47/1999
- [10] *Assink J.W. H.C. van Deventer*, Cooling water systems: options and recommendations for reducing environmental impact, *European Water Pollution Control* 5/1995
- [11] *Becker B.R., Burdick L.F.*, A methodology for the evaluation of cooling tower fan system performance as influenced by drift eliminator design, *ASHRAE TRANSACTIONS* 1992
- [12] *Bednarski J.*, Chłodzenie wyparne w systemach odzysku ciepła techniki klimatyzacyjnej, *Informacja INSTAL*, 4/98
- [13] *Bednarski J.*, Ekologiczne aspekty pośredniego chłodzenia wyparnego w technice klimatyzacyjnej, *Informacja INSTAL*, 6/97
- [14] *Bednarski J., Liebersbach J.*, Chłodnia wentylatorowa z odzyskiwaniem ciepła, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*. 2006 R. 37, nr 3, s. 30-31, 4 rys., bibliogr. 4 poz., Summ.
- [15] *Bednarski J., Liebersbach J.*, Chłodnie wentylatorowe, *Ciepłownictwo Ogrzewnictwo Wentylacja*. 2006 R. 37, nr 9, s. 33-35, 10 rys., bibliogr. 7 poz., Summ.
- [16] *Bednarski J., Liebersbach J.*, Niepewność pomiaru entalpii powietrza wilgotnego wyznaczonej metodą psychrometryczną, *COW* 7/8/2007

- [17] *Bednarski J., Misiński J.*, Odzyskiwanie ciepła wspomaganie chłodzeniem wyparnym, COW 3/90
- [18] *Bednarski J.*, Odzyskiwanie ciepła za pomocą wymiennika płytowego zraszanego wodą obiegową. Informacja Instal. 1999 nr 1, s. 7-11, 9 rys., bibliogr. 14 poz.
- [19] *Bednarski J.*, Pośrednie chłodzenie wyparne w klimatyzacji, Wrocław : Oficyna Wydaw. PWroc., 1999. 99 s. : 41 rys., 6 tab.
- [20] *Bednarski J.*, Pośrednie chłodzenie wyparne w technice klimatyzacyjnej. Raporty Kated. Klimat. Ciepł. PWroc. 1997 Ser. SPR nr 18, 52 s. : 24 rys., 1 tab., bibliogr. 26 poz., maszyn. Praca niepublikowana
- [21] *Bednarski J.*, Urządzenie do obniżania temperatury powietrza, COW 6/88
- [22] *Bernier M.A.*, Cooling Tower Performance: theory and experiments, ASHRAE TRANSACTIONS 1994
- [23] *Bloemkolk J.W., R.J. Van der Schaaf*, Design alternatives for the use of cooling water in the process industry: minimization of the environmental from cooling systems, J.Celeaner Prod. Vol.4, No.1 1996r
- [24] *Brodowicz K.*, Teoria wymienników ciepła i masy, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1982
- [25] *Burger R.*, Cooling Tower Technology. Published by The Fairmont. Press, INC. 700 Indian Trail Lilburn, GA 30247, 1995.
- [26] *Burger R.*, Modernize your colling tower, Chem. Engng.Prog. 1990;86:37-40
- [27] *Costelloe B., Finn D.*, Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates, Energy and Buildings 35 (2003r)
- [28] *Eskra, N.*, Indirect/ direct evaporative cooling systems, ASHRAE Journal 1982
- [29] *Facao Jorge, Oliveira Armando*, Heat and mass transfer correlations for the design of small indirect contact cooling towers, Applied Thermal Engineering 24 (2004r)
- [30] *Ferencowicz J.*, Wentylacja i Klimatyzacja, Wydawnictwa Arkady, Warszawa 1964
- [31] *Fisenko S.P., Brin A.A., Petruchik A.I.*, Evaporative cooling of water in a mechanical draft cooling tower, -International Journal of Heat and Mass Transfer 47 (2004r)
- [32] *Fisenko S.P., Brin A.A., Petruchik A.I.*, Mathematical modeling of evaporative cooling of water in a mechanical-draft tower, J.Eng. Phys. Thermophys. 75 (6) (2002r)
- [33] *Fisenko S.P., Petruchik A.I.*, Toward to the control system of mechanical draft cooling tower of film type, International Journal of Heat and Mass Transfer 48 (2005r)
- [34] *Foltańska-Werszko D.*, Teoria systemów cieplnych; Termodynamika – podstawy, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1997

- [35] *Fujita T., Tezuka S.*, Calculations on thermal performance of mechanical draft cooling towers, ASHRAE TRANSACTIONS (1986) 92
- [36] *Gan G., Riffat S.B., Shao L.*, Performance prediction of a prototype closed wet cooling tower, Journal of the Institute of Energy 73 (2000r)
- [37] *Gan G., Riffat S.B., Shao L., Doherty P.*, Application of CFD to closed- wet cooling towers, Applied Thermal Engineering 2001;21:79-92
- [38] *Givoni B.*, Performance of the „shower” cooling tower in different climates, Renewable Energy Vol.10 No.2/3 1997r
- [39] *Głomba M.*, Oczyszczanie gazów odlotowych w poziomych skrubkach natryskowych, Monografia
- [40] *Goshayshi H.R., Missenden J.F., Tozer R., G.G. Maidment*, 2000. Improving cooling tower performance for sustainable refrigeration, in: Proceedings of Joint CIBSE/ASHRAE Conference, Dublin 2000r
- [41] *Goshayshi H.R., Missenden J.F., Tozer R.*, Cooling tower-an energy conservation resource, Applied Thermal Engineering
- [42] *Gosling C.T.*, Applied air conditioning and refrigeration, (1974r) London
- [43] *Hasan Ala, Siren Kai*, Theoretical and computational analysis of closed wet cooling towers and its applications in cooling of buildings, Energy and Buildings 34 (2002r)
- [44] *Häussler W.*, Zastosowanie wykresu i-x w inżynierii sanitarnej, Arkady, Warszawa 1970
- [45] *Hensley J.C.*, The application of cooling towers for free cooling, ASHRAE TRANSACTIONS 1994
- [46] *Hobler T.*, Ruch ciepła i wymienniki, Państwowe Wydawnictwa Techniczne, Warszawa 1953
- [47] *Hollands K.G.T.* „An analysis of a counterflow spray cooling tower”- Heat Mass Transfer 1974,17
- [48] *Jones W.P.*, Klimatyzacja, Wydawnictwa Arkady, Warszawa 2001
- [49] *Kalinowski E.*, Przekazywanie ciepła i wymienniki, Oficyna wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1995
- [50] *Kalinowski E., Krawczyk A., Szarynger J.*, Analiza matematyczna wpływu nierównomierności zraszania w chłodni wentylatorowej na jej wydajność cieplną, Opracowano na konferencję "Twentieth International Congress of Refrigeration" Sydney, 19-24 Sept 1999
- [51] *Khan J.R., Yaqub M., Zubair S.M.*, Performance characteristics of counter flow wet cooling towers, Energy Conversion and Management 44 (2003r)
- [52] *Khan J.R., Zubair S.M.*, An improved design and rating analyses of counter flow wet cooling towers., ASME J. Heat Transfer 2001;123(4):770-8,

-
- [53] Khan Jameel-Ur-Rhman, Qureshi B.A., Zubair S.M., A comprehensive design and performance evaluation study of counter-flow wet cooling tower, *International Journal of Refrigeration* 27 (2004r)
- [54] Kloppers J.C., Kroger D.G. , The Lewis factor and its influence on the performance prediction of wet-cooling towers, *International Journal of Thermal Sciences* 44 (2005r)
- [55] Kołodziejczyk L., Mańkowski S., Rubik M., *Pomiary w inżynierii sanitarnej*, Arkady, Warszawa 1980
- [56] Koschenz M. , Model for closed circuit evaporative cooling tower, *Building Simulation'95*, Madison, WI
- [57] Kozioł J. , Model matematyczny input- output mokrej chłodni wody przemysłowej, *Chłodnictwo* 7/2000r
- [58] Kozioł J., Gazda W. , Analiza ziębiarkowego wspomaganie systemu chłodzenia wody przemysłowej wyposażonego w chłodnie wentylatorowe, *Chłodnictwo* 8/2000r
- [59] Kungxiong T., Shiming D., A numerical analysis of heat and mass transfer inside a reversibly used water colling tower, *Building and Environment* 38(1):91-7 (2003r)
- [60] Langley B.C. , *Refrigeration and Air Conditioning*, chapter 20-1979 by Reston Publishing Company, Inc. A Prentice –Hall Company ,Reston, Virginia 22090
- [61] Maiya M.P. , Analysis of modified counter-flow cooling towers, *Heat Recovery Systems and CHP*
- [62] Mohiuddin A.K.M., Kant.K , Knowledge base for the systematic design of wet cooling towers. Part I: Selection and tower characteristics, *International Journal of Refrigeration* 19 Vol.19, No 1 (1996r)
- [63] Murphy D. , Cooling towers for free cooling, *ASHRAE JOURNAL* 1991
- [64] Naphon P. , Study on the heat transfer characteristics of an evaporative cooling tower, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 32 (2005r)
- [65] Nation J.A., Evaporative cooling in national climates, *ASHRAE Transactions* 1984
- [66] Oleśkowicz-Popiel Cz., Wojtkowiak J., Wpływ temperatury, ciśnienia i wilgotności na gęstość i lepkość powietrza, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* nr 1/2004
- [67] Oleśkowicz-Popiel Cz., Wojtkowiak J., Wzory aproksymujące właściwości fizyczne wody przeznaczone do obliczeń wymiany ciepła na komputerach PC, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* nr 2/1995
- [68] Oleśkowicz-Popiel Cz., Wojtkowiak J., Wzory aproksymujące właściwości fizyczne powietrza, *Ciepłownictwo, Ogrzewnictwo, Wentylacja* nr 3/1997
- [69] Orzechowski Z., Prywer J., *Rozpylanie cieczy w urządzeniach energetycznych*, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1994

-
- [70] Orzechowski Z., Prywer J., Rozpylanie cieczy, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1991
- [71] Orzechowski Z., Przepływy dwufazowe, Państwowe Wydawnictwo Naukowe, Warszawa 1990
- [72] Peterson J.L. , An effectiveness model for indirect evaporative coolers, ASHRAE TRANSACTIONS 1999
- [73] Peterson J.L., Hun B.D., Experimental performance of an indirect evaporative cooler, ASHRAE Transactions 1992
- [74] Peterson J.L., Hun B.D., The use of indirect evaporative cooling to reduce peak electric demand in new office buildings, ASHRAE Transactions 1985
- [75] Pietrowski J.W., Fastowski W.G., Współczesne wysokosprawne wymienniki ciepła, Wydawnictwa Naukowo- Techniczne Warszawa 1964
- [76] PN-ISO 5221 ,Metody pomiaru przepływu strumienia powietrza, grudzień 1994
- [77] Przydrożny S., Wentylacja, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1991
- [78] Quiben J.M., Thome J.r., Flow pattern based two- phase frictional pressure drop model for horizontal tubes. Part I: Diabatic and adiabatic experimental study, International Journal of Heat and Fluid Flow,01/2007
- [79] Recknagel H., Sprenger E., Hönman W., Schramek E. R., Poradnik ogrzewanie i klimatyzacja z uwzględnieniem chłodnictwa i zaopatrzenia w ciepłą wodę, EWFE – Wydanie 1, Gdańsk 1994
- [80] Rozporządzenie Ministra Infrastruktury z dnia 12 kwietnia 2002r w sprawie warunków technicznych , jakim powinny odpowiadać budynki i ich usytuowania. Dz.U.nr 75, poz. 690.
- [81] Rubik M., Ogrzewanie i wentylacja- Intensyfikacja procesów wymiany ciepła i masy w urządzeniach ogrzewczych i klimatyzacyjnych, Wydawnictwa Arkady, Warszawa 1978
- [82] Saisorn S., Wongwises S., A review of two- phase adiabatic flow characteristics in micro-channels, Renewable & Sustainable Energy reviews, 10/2006
- [83] Scofield C.M., Des Champs N.H. ,Indirect evaporative cooling using plate heat exchangers, ASHRAE Transactions 1984
- [84] Shelton S.V.,Weber E.D. ,Modeling and Optimization of commercial building chiller/cooling tower systems, ASHRAE TRANSACTIONS 1991
- [85] Smrekar J., Improving the efficiency of natural draft cooling towers, Energy Conversion and Management 47 (2006).
- [86] Soylemez M.S. , On the optimum sizing of cooling towers , Energy Conversion and Management 45 (2004r)
- [87] Staniszewski D.,Targański W., Odzysk ciepła w instalacjach chłodniczych i klimatyzacyjnych, IPPU MIASTA 2007

- [88] *Stefanowski B, Jasiewicz J.*, Podstawy techniki cieplnej, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa 1972
- [89] *Stockfisch N*, Wieże chłodnicze, Chłodnictwo, 3/2005
- [90] *Sumiyo Ishimatsu, Hiroshi Miyamoto*, Sampling and Detection of Legionella pneumophila Aerosols Generated from an Industrial Cooling Tower, Ann.occup.Hyg., Vol.45,No.6 (2001r)
- [91] *Szargut J.*, Termodynamika techniczna, Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 1991r
- [92] *Szarynger J., Krawczyk A.*, Uwagi o psychrometrach, Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej Nr 53, Seria: Konferencje Nr 9 – X Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy część 2, 14-18 września 1998 Świeradów Zdrój, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1998 s. 808-816
- [93] *Szczechowiak E.*, Analityczne obliczanie parametrów powietrza wilgotnego, Chłodnictwo, tom XX, 1985r, nr 8
- [94] *Taler D.*, Pomiar ciśnienia, prędkości i strumienia przepływu płynu, Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Kraków 2006
- [95] *Vanderheyden M.D., Schuyler G.D.*, Evaluation and quantification of the impact of cooling tower emissions on indoor air quality, ASHRAE TRANSACTIONS 1994
- [96] *Wenran W., Yunxian T.*, A new method of two- phase flow measurement by orifice plate differential pressure noise, Flow Meas. Instrum. 4/1995
- [97] *Werszko D.*, Wybrane zagadnienia z techniki cieplnej, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 1999
- [98] Wyrażanie niepewności pomiaru. Przewodnik, Główny Urząd Miar, Warszawa 1999
- [99] *Yellot J.I., Gamero J.*, Indirect evaporative air coolers for hot, dry Climates, ASHRAE Transactions 1984
- [100] *Younis M.A.*, Overall heat transfer coefficient in the presence of the axial dispersion coefficient for a forced draught cooling tower, Int. J. Energy Research ,1990,14
- [101] *Zalewski W.* "Wyparne wymienniki ciepła- budowa, działanie i korzyści wynikające z ich stosowania"- Technika Chłodnicza i Klimatyzacyjna
- [102] *Zdrojewski Z., Peroń S., Kamiński E.*, Obliczanie parametrów powietrza wilgotnego z ilustracją na wykresie Molliera, Inżynieria Chemiczna i Procesowa, z.24, 1999 s. 137-145