



POLITECHNIKA KRAKOWSKA

im. T. Kościuszki

Wydział Mechaniczny

Adam Sury

**ODWROTNE ZAGADNIENIE WYMIANY CIEPŁA W CYFROWEJ
REGULACJI TEMPERATURY WYLOTOWEJ CZYNNIKA
W WYMIENNIKACH RUROWYCH**

PRACA DOKTORSKA

Promotor: dr hab. inż. **Dawid Taler**, prof. PK

KRAKÓW 2012



*Pragnę złożyć serdeczne podziękowanie Panu Promotorowi
dr hab. inż. Dawidowi Talerowi, prof. PK, za kilkuletnie
kierowanie moim rozwojem naukowym, a w szczególności za
cenne wskazówki oraz wszelką pomoc udzieloną mi podczas
realizacji pracy.*

Adam Sury



Spis treści

Wykaz ważniejszych oznaczeń	5
1. Wstęp.....	8
2. Dotychczasowy stan zagadnienia.....	8
3. Cel, teza i zakres pracy	9
4. Współczynnik przenikania ciepła.....	10
4.1. Współczynnik przenikania ciepła dla rur nieożebrowanych	11
4.2. Współczynnik przenikania ciepła dla rur ożebrowanych	12
5. Numeryczny model wymiennika jednorzędowego wykonanego z rur cienkościennych.....	12
5.1. Równanie bilansu energii dla gazu.....	15
5.1.1. Średnia temperatura gazu na grubości jednego rzędu rur.....	20
5.2. Równanie bilansu energii dla cieczy.....	20
5.3. Temperatura ścianki rury.....	22
6. Numeryczny model wymiennika jednorzędowego z rur grubościennych	23
7. Analityczny model wymiennika ciepła jednorzędowego	27
8. Porównanie wyników obliczeń jednorzędowego przegrzewacza pary za pomocą modelu numerycznego i analitycznego	29
9. Numeryczny model chłodnicy samochodowej.....	31
10. Porównanie wyników obliczeń chłodnicy za pomocą modelu numerycznego i analitycznego	35
11. Porównanie wyników obliczeń chłodnicy za pomocą modelu numerycznego z wynikami badań eksperymentalnych.....	36
11.1. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 1	38
11.2. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 2	40
11.3. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 3	42
11.4. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 4	44
11.5. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 5	46
11.6. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 6	48
11.7. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 7	50
12. Odwrotne ustalone zagadnienie wymiany ciepła w cyfrowej regulacji wylotowej temperatury czynnika w wymiennikach rurowych	52
12.1. Ocena wpływu liczby obrotów wentylatora na temperaturę wylotową czynnika przepływającego wewnątrz rur i strumień ciepła wymieniany między czynnikami	52

12.2. Rozwiązanie ustalonego zagadnienia odwrotnego	56
13. Cyfrowy regulator PID do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika.....	60
14. Opis stanowiska badawczego	61
15. Komputerowy układ do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika bazujący na jego modelu numerycznym.....	66
15.1. Opis programu komputerowego.....	67
15.2. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą układu bazującego na modelu matematycznym	70
16. Cyfrowy regulator PID do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika.....	77
16.1. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą cyfrowego regulatora PID	78
17. Uwagi końcowe i wnioski	92
Literatura	94
Spis ilustracji.....	96
Spis tabel.....	98

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	pole powierzchni	m^2
A_{min}	pole największego przekroju poprzecznego	m^2
$A_{mż}$	pole zewnętrznej powierzchni rur pomiędzy żebrami	m^2
A_{owal}	pole powierzchni otworu owalnego w żebrze	m^2
A_{rg}	pole powierzchni zewnętrznej rur bez żeber	m^2
A_z	pole powierzchni zewnętrznej rury gładkiej (bez żeber)	m^2
A_z	pole powierzchni żeber	m^2
A'_z	pole bocznych powierzchni żebra o wymiarach $2p_2 \times p_1$	m^2
c_p	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu	J/(kg · K)
c_{pg}	ciepło właściwe gazu przy stałym ciśnieniu	J/(kg · K)
$c_l _{T_1}^{T_2}$	średnie ciepło właściwe cieczy (wody) w przedziale temperatury od T_1 do T_2	J/(kg · K)
d	średnica	m
d_h	średnica hydrauliczna od strony powietrza	m
d_{min}	minimalna średnica zewnętrzna rury owalnej	m
d_w	średnica wewnętrzna rury	m
d_z	średnica zewnętrzna rury	m
$e(t)$	różnica między zadaną i zmierzoną wartością temperatury	K
i	entalpia właściwa	J/kg
i_g	entalpia gazu	J/kg
k	współczynnik przenikania ciepła	W/(m ² · K)
K_d	wzmocnienie części różniczkującej	s
K_i	wzmocnienie części całkującej	1/s
K_p	wzmocnienie proporcjonalne	obr/(min · K)
L	długość rury	m
L_{ch}	długość rury w chłodnicy	m
m	masa	kg
\dot{m}	strumień masy	kg/s
\dot{m}_l	strumień masy cieczy (wody) przepływającej przez jedną rurę	kg/s
n	liczba obrotów wentylatora	obr/min
N	liczba objętości kontrolnych na długości rury	
$N_g = \frac{kA_{rg}}{\Delta\dot{m}_g\bar{c}_g}$	liczba jednostek wymiany od strony gazu (powietrza)	
$N_l = \frac{kA_{rg}}{\dot{m}_l\bar{c}_l}$	liczba jednostek wymiany od strony cieczy (wody)	
$Nu_w = \alpha_w d_z / \lambda_w$	liczba Nusselta od strony wody	
$Nu_a = \alpha_a d_h / \lambda_a$	liczba Nusselta od strony powietrza	
p	ciśnienie	Pa
p_1	podziałka rozstawienia rur poprzeczna do kierunku przepływu powietrza	m
p_2	podziałka rozstawienia rur równoległa do kierunku	m

	przepływu powietrza	
PID	regulator proporcjonalno-całkująco-różniczkujący	
Pr_a, Pr_w	liczba Prandtla odpowiednio dla powietrza i wody	
q	gęstość strumienia ciepła	W/m^2
q_w, q_z	gęstość strumienia ciepła odpowiednio na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej	W/m^2
\dot{Q}	strumień ciepła	W
\dot{Q}_1	moc pierwszego rzędu rur w pierwszym (górnym) biegu	W
\dot{Q}_2	moc drugiego rzędu rur w pierwszym (górnym) biegu	W
\dot{Q}_3	moc pierwszego rzędu rur w drugim (dolnym) biegu	W
\dot{Q}_4	moc drugiego rzędu rur w drugim (dolnym) biegu	W
\dot{Q}_{ch}	moc chłodnicy	W
r	promień	m
r_w, r_z	odpowiednio promień powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rury	m
Re_a, Re_w	liczba Reynoldsa odpowiednio dla powietrza i wody	
s	podziałka rozstawienia żeber	m
t	czas	s
T	temperatura	$^{\circ}C$ lub K
T'_{am}, T''_{am}	odpowiednio średnia temperatura powietrza na wlocie i wylocie z wymiennika	$^{\circ}C$ lub K
T_g	temperatura gazu (powietrza) przepływającego poprzecznie do osi rur	$^{\circ}C$
T_l	temperatura cieczy przepływającej wewnątrz rur	$^{\circ}C$
T_{mg}	średnia temperatura gazu (powietrza) na szerokości jednej podziałki p_2	$^{\circ}C$
T'_w, T''_w	odpowiednio temperatura cieczy na wlocie i wylocie z wymiennika	$^{\circ}C$
$T'_{w,o}, T''_{w,zad}$	odpowiednio obliczona i zadana temperatura wody na wylocie z wymiennika	$^{\circ}C$
\dot{V}	strumień objętości płynu	m^3/s
\dot{V}'_w	strumień objętości wody na wlocie do wymiennika	m^3/s
$u(t)$	wyjście z regulatora	obr/min
\bar{u}	wartość średnia wyjścia z regulatora	obr/min
U	obwód	m
U_w, U_z	odpowiednio obwód wewnętrznej i zewnętrznej powierzchni rury	m
w	prędkość przepływu płynu	m/s
w_0	prędkość wlotowa powietrza (przed wymiennikiem)	m/s
w_{max}	prędkość maksymalna powietrza występująca w najwęższym przekroju	m/s
x, y, z	współrzędne kartezjańskie	m
$x^+ = x/L_x$	współrzędna bezwymiarowa	
$y^+ = x/L_{p_2}$	współrzędna bezwymiarowa	

Symbole greckie

α	współczynnik wnikania (przejmowania) ciepła	W/(m ² ·K)
α_a	współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza	W/(m ² ·K)
α_w, α_z	odpowiednio współczynnik wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rury	W/(m ² ·K)
α_{zr}	zredukowany współczynnik wnikania ciepła w wymiennikach lamelowych i ożebrowanych odniesiony do zewnętrznej powierzchni rury gładkiej	W/(m ² ·K)
δ_w	grubość ścianki rury	m
δ_z	grubość żebra	m
ΔA	pole powierzchni wymiany ciepła w pojedynczej objętości kontrolnej dla jednej rury	m ²
$\Delta \dot{m}_g$	strumień masy gazu przypadający na jedną rurę	kg/s
Δx	długość obszaru kontrolnego	m
Δt	krok czasowy	s
ΔT	średnia logarytmiczna różnica temperatury między obydwoma czynnikami	K
$\Delta x, \Delta y$	krok przestrzenny w metodzie objętości skończonej odpowiednio w kierunku osi x i y	m
η_z	sprawność żebra	m
λ	współczynnik przewodzenia ciepła	W/(m·K)
λ_{sc}	współczynnik przewodzenia ciepła materiału rury	W/(m·K)
μ	dynamiczny współczynnik lepkości	Pa·s
ν	kinematyczny współczynnik lepkości	m ² /s
ρ	gęstość	kg/m ³
τ_i	czas całkowania	s
τ_d	czas różniczkowania	s

1. Wstęp

Przedmiot rozprawy jest związany z transportem ciepła w rurowych wymiennikach krzyżowo-prądowych. Ożebrowane wymienniki krzyżowo-prądowe są szeroko stosowane w wielu gałęziach przemysłu [1-10]. Strumień ciepła przekazywany od czynnika gorącego do zimnego przy zadanych temperaturach wlotowych czynników można zmieniać między innymi poprzez zmianę strumienia masy czynników. Po uwzględnieniu, że wewnątrz rur wymiennika płynie woda a poprzecznie do osi rur powietrze, większy wpływ na temperaturę wody na wylocie z wymiennika i tym samym strumień przekazywanego ciepła, ma zmiana strumienia masy przepływającego powietrza realizowana poprzez zmianę prędkości obrotowej wentylatora. Odwrotne zagadnienie analizowane w pracy polega na wyznaczeniu liczby obrotów wentylatora n , przy której temperatura wody na wylocie z wymiennika ma z góry zadaną wartość. Bazując na metodzie objętości skończonej przedstawiono metodę budowy nieliniowego modelu numerycznego wymiennika rurowego o krzyżowym przepływie czynników, który jest odpowiedni do modelowania wymienników o złożonych układach przepływowych. Opracowano nowy model numeryczny dwurzędowego wymiennika krzyżowo-prądowego o dwóch biegach (chłodnicy samochodowej), który został zastosowany w zbudowanym układzie automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika.

Opracowano również cyfrowy regulator PID, który zastosowano do regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą zmiany prędkości obrotowej wentylatora powietrza.

Przeprowadzono obszerne badania eksperymentalne wymiennika bez układu automatycznej regulacji temperatury oraz z opracowanymi układami regulacji.

2. Dotychczasowy stan zagadnienia

W przemysłowych zastosowaniach regulacja temperatury wylotowej cieczy z wymiennika realizowana jest przede wszystkim z wykorzystaniem regulatorów PID [11-18]. Klasyczne regulatory PID doskonale się sprawdzają w określonych obszarach działania układu, mają jednak tendencję do przeregulowań lub wpadania w oscylacje, jeśli parametry procesu (np. strumień masy czynnika chłodzonego) zmieniają się. Oznacza to konieczność ponownego doboru parametrów regulatora (członów PID). Prace nad doskonaleniem algorytmów regulatorów PID trwają w wielu ośrodkach akademickich, co skutkuje ciągłym udoskonaleniami (algorytmy logiki rozmytej Fuzzy Logic i algorytmy nieliniowe).

Proponowane podejście polegające na rozwiązaniu zagadnienia odwrotnego jest nowe i bazuje na modelu matematycznym wymiennika. Stworzony algorytm jest szybki i możliwy do zastosowania w rozwiązaniach przemysłowych.

Opracowano również i zastosowano w praktyce cyfrowy regulator PID, odznaczający się dużą niezawodnością działania, jeżeli nastawy regulatora - stała

proporcjonalności (wzmocnienie proporcjonalne) K_p , czas całkowania τ_i i czas różniczkowania τ_d - są prawidłowo dobrane.

3. Cel, teza i zakres pracy

Celem pracy jest rozwiązanie zagadnienia odwrotnego występującego w sterowaniu temperaturą wylotową cieczy z wymiennika lub mocą wymiennika, to jest strumieniem ciepła przekazywanym od czynnika gorącego do zimnego. Analizowany będzie rurowy wymiennik ciepła z żebrami płytowymi (wymennik lamelowy), w którym woda przepływa wewnątrz rur, a powietrze prostopadle do osi rur. Przy znanym z pomiaru strumieniu objętości wody na wlocie do wymiennika oraz przy znanych temperaturach wlotowych wody i powietrza, wyznaczana będzie liczba obrotów wentylatora zapewniająca uzyskanie zadanej temperatury wody na wylocie z wymiennika. Najpierw przeprowadzona zostanie identyfikacja warunków wymiany ciepła w wymienniku. Na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzonych w tunelu aerodynamicznym typu otwartego wyznaczone zostaną korelacje na współczynniki wnikania ciepła po stronie powietrza i wody. Określona zostanie również eksperymentalna zależność między prędkością średnią powietrza w przekroju kanału przed wymiennikiem, a liczbą obrotów wentylatora. Wykonane zostaną badania eksperymentalne pokazujące wpływ liczby obrotów wentylatora na moc wymiennika, to jest na strumień ciepła przekazywany od czynnika gorącego do zimnego. Badania przeprowadzone zostaną przy różnych temperaturach wlotowych wody i powietrza oraz różnych strumieniach masy obydwu czynników. Następnie zostaną zaprezentowane wyniki wyznaczania liczby obrotów wentylatora przy zadanej temperaturze wody na wylocie z wymiennika. Do obliczania temperatury wody na wylocie z wymiennika przy zadanej liczbie obrotów wentylatora wykorzystuje się model matematyczny wymiennika. Wyniki obliczeń porównane zostaną z wynikami badań eksperymentalnych.

Zostanie opracowany algorytm i program komputerowy obliczania obrotów wentylatora, które zapewnią osiągnięcie zadanej temperatury wody na wylocie wymiennika. Założono, że opracowany algorytm, w przeciwieństwie do regulatorów PID, będzie posiadał zdolność regulacyjną w szerokim zakresie zmieniających się warunków pracy układu, a w szczególności zmiennym strumieniu masy czynnika chłodzonego.

Opracowany na podstawie modelu matematycznego program komputerowy, będzie modulem spełniającym warunki otwartości i parametryzacji, co pozwoli na wykorzystanie go w warunkach praktycznych i zastosowaniach przemysłowych, jako element oprogramowania typu SCADA lub dedykowanych aplikacji.

Zakres pracy obejmuje przygotowanie stanowiska badawczego umożliwiającego przekazanie nastaw obliczonych przez program na podstawie modelu do elementu wykonawczego, jakim jest falownik sterujący obrotami wentylatora. Komputer z zainstalowanym programem będzie także podłączony do elementów pomiarowych w celu zbierania danych niezbędnych do obliczeń.

W programie, oprócz modelu matematycznego, zaimplementowany zostanie także cyfrowy algorytm PID. Porównana zostanie jakość sterowania za pomocą obydwu metod.

Przeprowadzone zostaną badania eksperymentalne ilustrujące wpływ nastaw regulatora na stabilność jego pracy oraz na przeregulowania i czas ustalania się liczby obrotów wentylatora i zadanej temperatury wody.

Teza pracy jest następująca: opracowany zostanie algorytm, który w przeciwieństwie do regulatorów PID, będzie posiadał zdolność regulacyjną w szerokim zakresie zmieniających się warunków pracy układu, a w szczególności zmiennym strumieniu masy czynnika chłodzonego.

Zakres pracy obejmuje:

1. Rozwiązanie zagadnienia odwrotnego występującego w sterowaniu temperaturą wylotową cieczy z wymiennika lub mocą wymiennika, to jest strumieniem ciepła przekazywanym od czynnika gorącego do zimnego.
2. Badanie rurowego wymiennika ciepła z żebrami płytowymi (wymiennik lamelowy), w którym woda przepływa wewnątrz rur, a powietrze prostopadle do osi rur. Przy znanym z pomiaru strumieniu objętości wody na wlocie do wymiennika oraz przy znanych temperaturach wlotowych wody i powietrza, wyznaczana będzie liczba obrotów wentylatora zapewniająca uzyskanie zadanej temperatury wody na wylocie z wymiennika
3. Wyznaczenie korelacji na współczynniki wnikania ciepła po stronie powietrza i wody na podstawie badań eksperymentalnych przeprowadzonych w tunelu aerodynamicznym typu otwartego
4. Opracowanie numerycznego modelu matematycznego wymiennika do obliczania liczby obrotów wentylatora przy zadanej temperaturze wody na wylocie z wymiennika. Wyniki obliczeń porównane zostaną z wynikami badań eksperymentalnych
5. Opracowanie algorytmu i programu komputerowego obliczania obrotów wentylatora, które zapewnią osiągnięcie zadanej temperatury wody na wylocie wymiennika
6. Projekt i implementacja algorytmu regulacji przy zastosowaniu modelu matematycznego wymiennika
7. Budowa stanowiska umożliwiającego przekazanie nastaw wyliczonych przez program na podstawie modelu matematycznego do elementu wykonawczego jakim jest falownik sterujący obrotami wentylatora. Komputer z zainstalowanym programem będzie także podłączony do elementów pomiarowych, w celu zbierania danych niezbędnych do obliczeń.
8. Opracowanie i implementacja cyfrowego algorytmu PID.
9. Przeprowadzenie pomiarów na stanowisku badawczym i analiza wyników regulacji otrzymanych przy zastosowaniu algorytmu bazującego na modelu matematycznym i cyfrowego regulatora PID.
10. Opracowanie wyników i porównanie jakości sterowania realizowanego przez obydwie metody.

4. Współczynnik przenikania ciepła

Wymiana ciepła między dwoma ośrodkami gazowymi lub ciekłymi przez przegrodę nosi nazwę przenikania ciepła. W pojęciu tym mieści się przewodzenie ciepła

przez ściankę oraz wnikanie (przejmowanie) ciepła po obu jej stronach. W przypadku wymiennika rurowego proces ten ujmuje równanie:

$$\dot{Q} = k A_z \Delta T, \quad (1)$$

gdzie:

\dot{Q} – strumień ciepła, W,

A_z – pole zewnętrznej powierzchni rur, m²,

ΔT – średnia logarytmiczna różnica temperatury między obydwoma czynnikami, K,

k – współczynnik przenikania ciepła odniesiony do powierzchni zewnętrznej rur A_z , W/(m²·K).

Wzór (1) może być stosowany do wymienników współ- lub przeciwprądowych. W przypadku wymiennika ciepła, który będzie analizowany w rozprawie, konieczne jest opracowanie własnego modelu matematycznego wymiennika, z uwagi na jego złożony układ przepływowy.

4.1. Współczynnik przenikania ciepła dla rur nieożebrowanych

Dla ścianki bez żeber współczynnik przenikania ciepła k obliczany jest z następującego wzoru:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_z} + \frac{r_z}{\lambda_{sc}} \ln \frac{r_z}{r_w} + \frac{r_z}{r_w} \frac{1}{\alpha_w}, \quad (2)$$

gdzie:

r_w, r_z – odpowiednio promień powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rury, m,

λ_{sc} – współczynnik przewodzenia ciepła materiału rury, W/(m·K),

α_w, α_z – odpowiednio współczynnik wnikania ciepła na powierzchni wewnętrznej i zewnętrznej rury, W/(m²·K).

W przypadku wymienników ciepła, których jednym z czynników jest gaz, stosuje się żebra. Żebra mocowane są do rur po stronie gazowej, to jest po stronie mniejszego współczynnika wnikania ciepła. Żebra mogą być indywidualne, na przykład okrągłe lub prostokątne, albo ciągłe. Żebra ciągłe, nazywane również płytowymi, utworzone są przez płytę, w której rozmieszczone są rury w układzie szeregowym lub przestawnym. Żebro ciągłe dzieli się na umowne żebra indywidualne, które mają kształt prostokątny w przypadku szeregowego rozmieszczenia rur lub sześciokątne w przypadku układu przestawnego.

4.2. Współczynnik przenikania ciepła dla rur ożebrowanych

Współczynnik przenikania ciepła dla rur ożebrowanych obliczany jest ze wzoru:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{zr}} + \frac{r_z}{\lambda_{sc}} \ln \frac{r_z}{r_w} + \frac{r_z}{r_w} \frac{1}{\alpha_w}. \quad (3)$$

Zredukowany współczynnik wnikania ciepła odniesiony do powierzchni zewnętrznej rury bez żeber obliczany jest z następującego wzoru:

$$\alpha_{zr} = \alpha_a \left(\frac{A_{mz}}{A_{rg}} + \frac{A_z}{A_{rg}} \eta_z \right), \quad (4)$$

gdzie:

α_{zr} – zredukowany współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza, $W/(m^2 \cdot K)$,

$\alpha_a = \alpha_z$ – współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza, $W/(m^2 \cdot K)$,

A_{mz} – pole powierzchni rur pomiędzy żebrami, m^2 ,

A_{rg} – pole powierzchni zewnętrznej rur bez żeber, m^2 ,

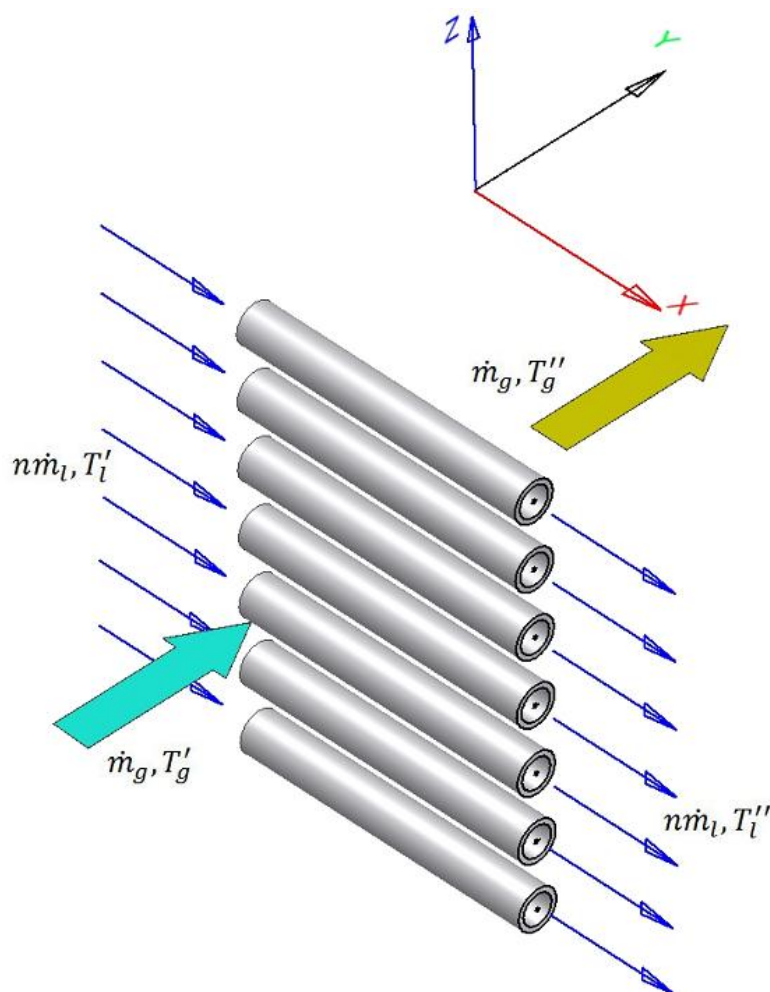
A_z – pole powierzchni żeber, m^2 ,

η_z – sprawność żebra.

Z analizy wzoru (4) wynika, że zastosowanie żeber znacznie podwyższa zredukowany (umowny) współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza. Uwzględniając, że stopień ożebrowania A_z/A_{rg} jest zwykle duży, na przykład równy 17, zredukowany współczynnik α_{zr} jest zwykle kilkanaście razy większy od współczynnika wnikania ciepła od strony powietrza α_p gdyż sprawność żebra jest wysoka, zwykle większa od 0,7.

5. Numeryczny model wymiennika jednorzędowego wykonanego z rur cienkościennych

Podstawą modelowania wielorzędowych krzyżowo-prądowych wymienników ciepła jest analiza wymiany ciepła w pojedynczym rzędzie rur (Rys. 1). W przypadku wymiennika jednobiegowego wystarczy analiza pojedynczej rury (Rys. 2).



Rys. 1. Schemat jednorzędowego krzyżowo-prądowego wymiennika ciepła.

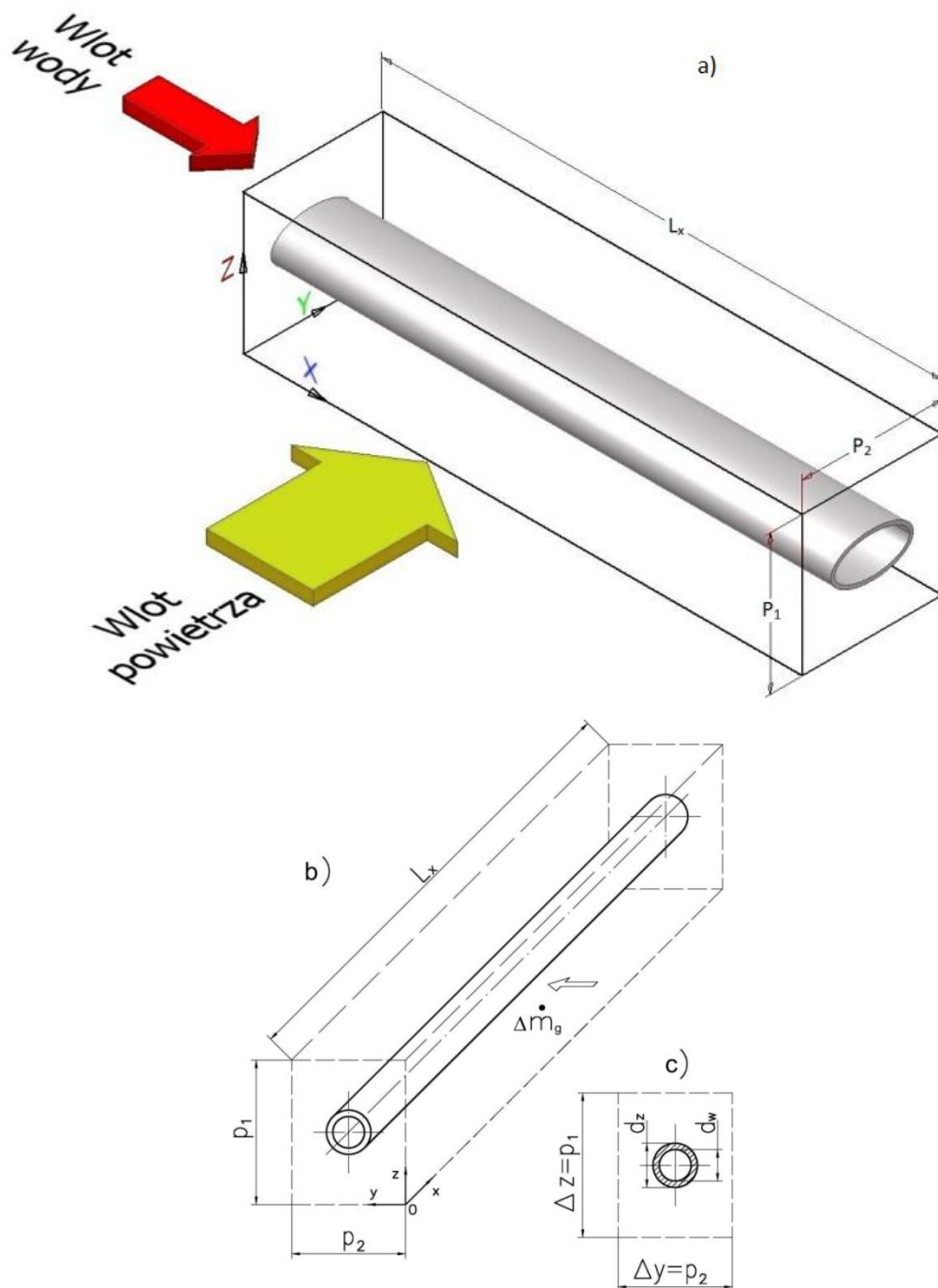
Równania bilansu energii dla pojedynczej rury wymiennika mają następującą postać[2,19-20]:

- woda

$$\frac{dT_l}{dx^+} = -N_l [T_l(x^+) - T_{mg}(x^+)], \quad (5)$$

- gaz (powietrze)

$$\frac{\partial T_g(x^+, y^+)}{\partial y^+} = N_g [T_l(x^+) - T_g(x^+, y^+)], \quad (6)$$



Rys. 2. Schemat pojedynczej rury w wymienniku krzyżowo-prądowym; a) schemat przepływu czynników, b) obszar kontrolny dla pojedynczej rury, c) przekrój poprzeczny przez obszar kontrolny.

gdzie średnia temperatura gazu T_{mg} na grubości jednego rzędu p_2 określona jest wzorem:

$$T_{mg}(x^+) = \int_0^1 T_g(x^+, y^+) dy^+ . \quad (7)$$

Równania (5) i (6) rozwiązane zostaną przy następujących warunkach brzegowych (Rys. 1 i 2):

$$T_l \Big|_{x^+=0} = T' , \quad (8)$$

$$T_g \Big|_{y^+=0} = T'_g . \quad (9)$$

W wzorach (5)-(9) przyjęto następujące oznaczenia:

T_l – temperatura cieczy, °C,

T_g – temperatura gazu (powietrza), °C,

T'_l, T'_g - odpowiednio temperatura cieczy i gazu na wlocie do rury, °C,

$N_g = \frac{kA_{rg}}{\dot{m}_g \bar{c}_g} = \frac{k(\pi d_z L_x)}{\Delta \dot{m}_g \bar{c}_g}$ - liczba jednostek wymiany od strony gazu (powietrza),

$N_l = \frac{kA_{rl}}{\dot{m}_l \bar{c}_l} = \frac{k(\pi d_z L_x)}{\dot{m}_l \bar{c}_l}$ - liczba jednostek wymiany od strony cieczy (wody),

$x^+ = x/L_x$ – współrzędna bezwymiarowa,

$y^+ = y/p_2$ – współrzędna bezwymiarowa,

$\dot{m}_l, \Delta \dot{m}_g$ – odpowiednio strumień masy cieczy i gazu przypadający na jedną rurę, kg/s.

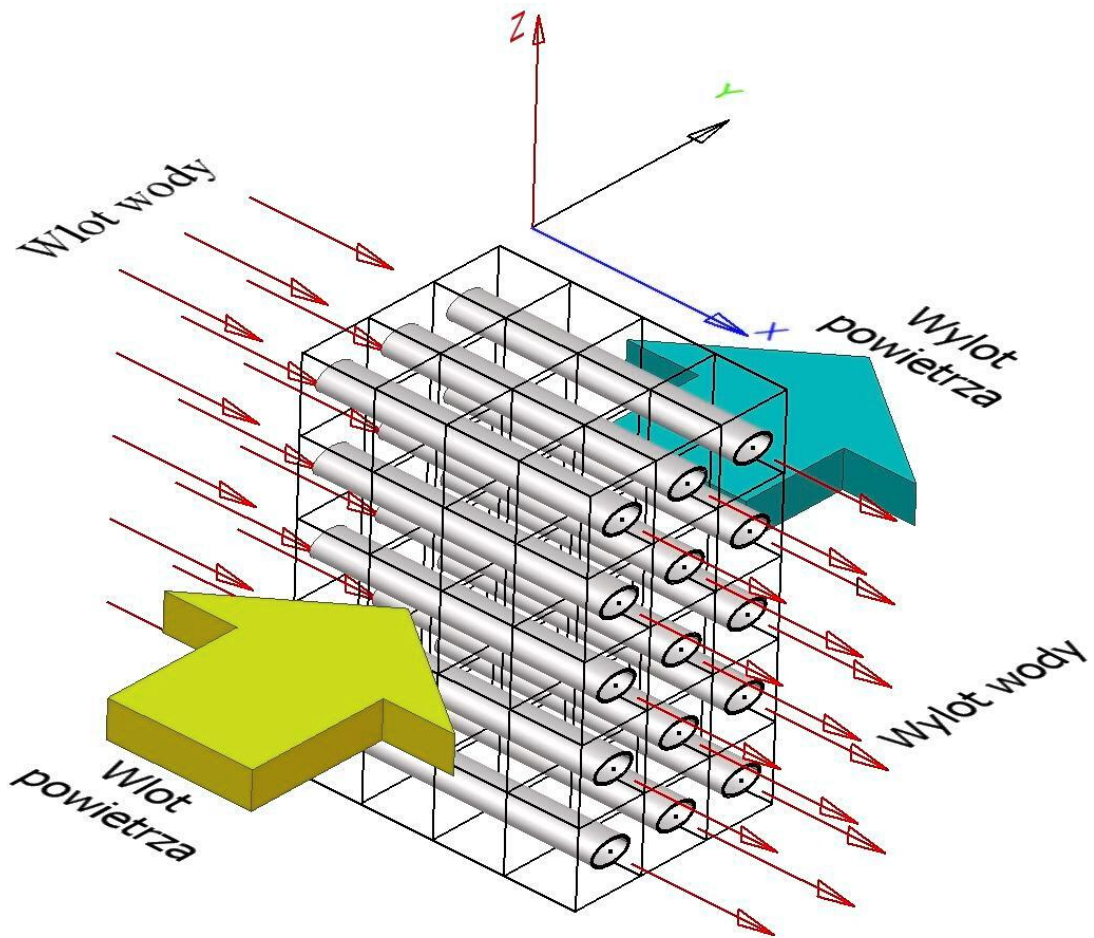
Zagadnienie brzegowe (5)-(9) można rozwiązać przy założeniu, że własności fizyczne czynników są niezależne od temperatury. W celu uwzględnienia zmienności własności fizycznych czynników od temperatury, opracowany zostanie model numeryczny wymiennika przy zastosowaniu metody objętości skończonych. Podział wymiennika na obszary kontrolne (objętości skończone) przedstawiono na rysunku 3. Na rysunkach 4 i 5 przedstawione są odpowiednio obszary kontrolne dla bilansu energii od strony gazu i od strony cieczy. Wysokość pojedynczej komórki wynosi p_1 , szerokość (głębokość) p_2 (Rys. 2), a długość $\Delta x = L_{ch}/N = L_x/N$, gdzie N oznacza liczbę objętości kontrolnych o długości Δx na całej długości rury.

5.1. Równanie bilansu energii dla gazu.

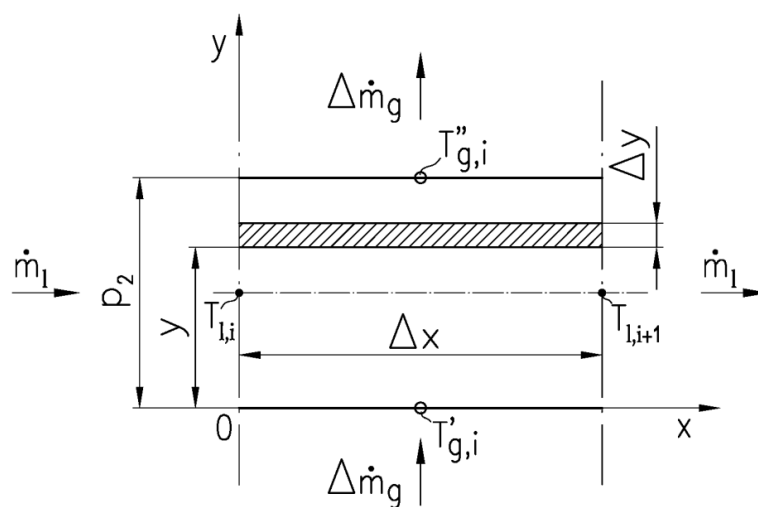
W dyskretnym modelu wymiennika temperaturę gazu $T_{g,i}''$ na wylocie z obszaru kontrolnego wyznacza się z równania bilansu energii dla objętości kontrolnej przedstawionej na rysunku 4.

Zakłada się, że w tej objętości kontrolnej temperatura cieczy na szerokości podziałki wzdłużnej p_2 jest stała, to jest, że rura zajmuje całą szerokość podziałki p_2 . Temperatura średnia cieczy $\bar{T}_{l,i}$ określona jest wzorem:

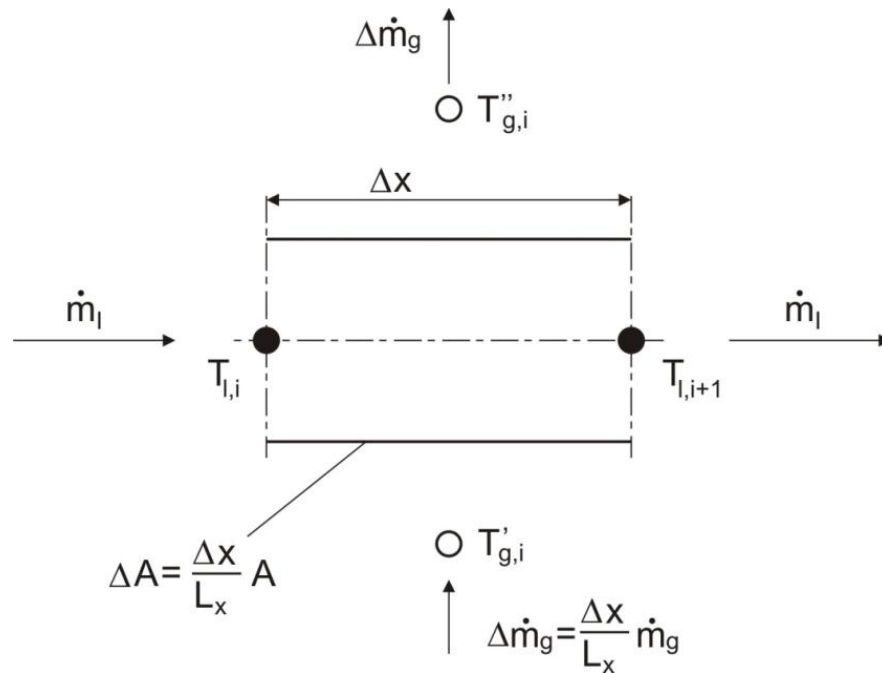
$$\bar{T}_{l,i} = \frac{T_{l,i} + T_{l,i+1}}{2}. \quad (10)$$



Rys. 3. Podział wymiennika na obszary kontrolne (objętości skończone).



Rys. 4. Schemat obszaru kontrolnego dla bilansu energii od strony gazu.



Rys. 5. Schemat obszaru kontrolnego (objętość skończona) dla bilansu energii od strony cieczy.

Temperatura $\bar{T}_{l,i}$ jest temperaturą cieczy w całej objętości kontrolnej o wymiarach $\Delta x \cdot p_2$. Zmiany temperatury gazu wzdłuż drogi jego przepływu, wewnątrz obszaru kontrolnego wyznaczone zostaną za pomocą wzoru analitycznego. W tym celu zapisane zostanie równanie bilansu energii dla mniejszego obszaru kontrolnego o wymiarach $\Delta x \cdot \Delta y$ leżącego wewnątrz większego obszaru kontrolnego o wymiarach $\Delta x \cdot p_2$:

$$\Delta \dot{m}_g \cdot i_g \Big|_y + k \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot (\bar{T}_{l,i} - T_g \Big|_y) = \Delta \dot{m}_g \cdot i_g \Big|_{y+\Delta y} \quad (11)$$

Uwzględniając, że entalpia gazu i_g o temperaturze T_g wyrażonej w °C określona jest wzorem:

$$i_g = c_{pg} \Big|_0^{T_g} T_g, \quad (12)$$

równanie (11) można zapisać w postaci

$$\Delta \dot{m}_g \cdot c_{pg,i} \Big|_0^{T_g \Big|_y} \cdot T_g \Big|_y + k \cdot \Delta x \cdot \Delta y \cdot (\bar{T}_{l,i} - T_g \Big|_y) = \Delta \dot{m}_g \cdot c_{pg,i} \Big|_0^{T_g \Big|_{y+\Delta y}} \cdot T_g \Big|_{y+\Delta y} \quad (13)$$

Wprowadzając średnie ciepło właściwe powietrza $\bar{c}_{pg,i}$ określone wzorem:

$$\bar{c}_{pg,i} = \frac{c_{pg,i} \Big|_0^{T_g \Big|_y} \cdot T_g \Big|_y - c_{pg,i} \Big|_0^{T_g \Big|_{y+\Delta y}} \cdot T_g \Big|_{y+\Delta y}}{T_g \Big|_y - T_g \Big|_{y+\Delta y}}, \quad (14)$$

równanie (13) można zapisać w postaci

$$\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i} \cdot \left(T_g \Big|_y - T_g \Big|_{y+\Delta y} \right) + k \Delta x \Delta y \left(\bar{T}_{l,i} - T_g \Big|_y \right) = 0. \quad (15)$$

Po przekształceniu równania (15) do postaci

$$\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i} \cdot \frac{T_g \Big|_{y+\Delta y} - T_g \Big|_y}{\Delta y} + k \cdot \Delta x \cdot \left(T_g \Big|_y - \bar{T}_{l,i} \right) = 0 \quad (16)$$

i po założeniu, że $\Delta y \rightarrow 0$ otrzymuje się

$$\Delta \dot{m}_g \cdot c_{pg} \left(T_g \right) \cdot \frac{\partial T_g}{\partial y} + k \cdot \Delta x \cdot \left(T_g - \bar{T}_{l,i} \right) = 0. \quad (17)$$

Równanie (17) zostanie scałkowane przy następującym warunku brzegowym:

$$T_g \Big|_{y=0} = T_{g,i}. \quad (18)$$

Przy założeniu, że ciepło właściwe gazu $\bar{c}_{pg,i} = \left[c_{pg} \left(T_{g,i}' \right) + c_{pg} \left(T_{g,i}'' \right) \right] / 2$ jest stałe,

równanie (17) zapisane zostanie w postaci:

$$\frac{\partial \left(T_g - \bar{T}_{l,i} \right)}{\partial y} = - \frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} \cdot \left(T_g - \bar{T}_{l,i} \right), \quad (19)$$

z której po rozdzieleniu zmiennych otrzymuje się

$$\frac{\partial \left(\bar{T}_{l,i} - T_g \right)}{\partial y} = - \frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} \cdot \left(\bar{T}_{l,i} - T_g \right). \quad (20)$$

Po obustronnym scałkowaniu równania (20) mamy:

$$\int \frac{\partial \left(\bar{T}_{l,i} - T_g \right)}{\bar{T}_{l,i} - T_g} = - \frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} \int \partial y + C, \quad (21)$$

$$\ln \left(\bar{T}_{l,i} - T_g \right) = - \frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} \cdot y + C. \quad (22)$$

Z równania (22) otrzymuje się

$$\bar{T}_{l,i} - T_g = e^c \cdot \exp\left(-\frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} y\right). \quad (23)$$

Oznaczając $C_1 = e^c$ równanie (23) można zapisać w postaci:

$$T_g = \bar{T}_{l,i} - C_1 \exp\left(-\frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} y\right). \quad (24)$$

Uwzględniając warunek brzegowy (18) mamy $T'_{g,i} = \bar{T}_{l,i} - C_1 \cdot 1$, co umożliwi wyznaczenie stałej C_1 :

$$C_1 = \bar{T}_{l,i} - T'_{g,i}. \quad (25)$$

Po podstawieniu (25) do (24) otrzymuje się wyrażenie na rozkład temperatury gazu wzdłuż drogi jego przepływu

$$T_g = \bar{T}_{l,i} - (\bar{T}_{l,i} - T'_{g,i}) \exp\left(-\frac{k \cdot \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} y\right). \quad (26)$$

Po podstawieniu $y = p_2$ do wzoru (26), otrzymuje się temperaturę $T''_{g,i}$ na wylocie z obszaru kontrolnego

$$T''_{g,i} = \bar{T}_{l,i} - (\bar{T}_{l,i} - T'_{g,i}) \exp\left(-\frac{k \cdot \Delta x \cdot p_2}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}}\right). \quad (27)$$

Pole powierzchni wymiany ciepła ΔA w pojedynczej objętości kontrolnej dla jednej rury określone jest wzorem: $\Delta A = \Delta x \cdot p_2$. W rzeczywistym wymienniku pole powierzchni wymiany ciepła w jednej objętości kontrolnej wynosi:

$$\Delta A = U_z \Delta x. \quad (28)$$

W przypadku wymiennika wykonanego z rur o przekroju kołowym ΔA wynosi: $\Delta A = \pi d_z \Delta x$.

Po zamianie $\Delta x \cdot p_2$ we wzorze (27) wyrażeniem (28) otrzymuje się

$$T_{g,i}'' = \bar{T}_{l,i} - (\bar{T}_{l,i} - T_{g,i}') \cdot \exp(-\Delta N_{g,i}), \quad (29)$$

gdzie:

$$\Delta N_{g,i} = \frac{k \cdot (\Delta A)}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} = \frac{k A}{\dot{m}_g \bar{c}_{pg,i}}, \quad \bar{T}_{l,i} = \frac{T_{l,i} + T_{l,i+1}}{2}. \quad (30)$$

Pole powierzchni A we wzorze (30) oznacza pole powierzchni zewnętrznej wszystkich rur w wymienniku jednorzędowym. Jeżeli liczba rur w rzędzie wynosi n , to pole powierzchni rur wynosi: $A = n U_z L_x$. W przypadku wymiennika wykonanego z rur o przekroju kołowym mamy: $A = n \pi d_z L_x$.

Równanie (29) wykorzystywane jest w modelu numerycznym wymiennika do obliczania temperatury gazu za danym rzędem rur.

5.1.1. Średnia temperatura gazu na grubości jednego rzędu rur.

Średnia temperatura powietrza na grubości jednego rzędu wynosi

$$\begin{aligned} \bar{T}_{g,i} &= \frac{1}{p_2} \int_0^{p_2} T_g(y) dy = \bar{T}_{l,i} - (\bar{T}_{l,i} - T_{g,i}') \frac{1}{p_2} \int_0^{p_2} \exp\left(-\frac{k \Delta x}{\Delta \dot{m}_g \bar{c}_{pg,i}} y\right) dy = \\ &= \bar{T}_{l,i} - (\bar{T}_{l,i} - T_{g,i}') \left(-\frac{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}}{k \Delta x p_2}\right) \left[\exp(-\Delta N_{g,i}) - 1\right]. \end{aligned} \quad (31)$$

Wzór (31) można zapisać w innej postaci:

$$\bar{T}_{g,i} = \bar{T}_{l,i} - \frac{1}{\Delta N_{g,i}} (\bar{T}_{l,i} - T_{g,i}') [1 - \exp(-\Delta N_{g,i})], \quad (32)$$

gdzie $\Delta N_{g,i}$ określone jest wzorem (30).

5.2. Równanie bilansu energii dla cieczy.

Równanie bilansu energii dla przepływającej cieczy zapisane dla objętości kontrolnej przedstawionej na rysunku 5, ma postać:

$$\dot{m}_l i_{l,i} = k \cdot \Delta A \cdot \left(\frac{T_{l,i} + T_{l,i+1}}{2} - \bar{T}_{g,i} \right) + \dot{m}_l i_{l,i+1}, \quad (33)$$

gdzie średnia temperatura gazu na grubości jednego rzędu określona jest wzorem (32).

Po prostych przekształceniach równanie (33) można zapisać w postaci:

$$\dot{m}_l (i_{l,i+1} - i_{l,i}) = -k \cdot \Delta A \cdot \left(\frac{T_{l,i} + T_{l,i+1}}{2} - \bar{T}_{g,i} \right). \quad (34)$$

Uwzględniając, że

$$i_{l,i+1} - i_{l,i} = \bar{c}_{l,i} (T_{l,i+1} - T_{l,i}), \quad (35)$$

gdzie

$$\bar{c}_{l,i} = \frac{\int_{T_{l,i+1}}^{T_{l,i}} c_l(T) dT}{T_{l,i} - T_{l,i+1}} = c_l \Big|_{T_{l,i+1}}^{T_{l,i}}, \quad (36)$$

a następnie podstawiając (35) z uwzględnieniem (36) do (34) otrzymuje się

$$\dot{m}_l \bar{c}_{l,i} (T_{l,i+1} - T_{l,i}) = -k \cdot \Delta A \cdot \left(\frac{T_{l,i} + T_{l,i+1}}{2} - \bar{T}_{g,i} \right). \quad (37)$$

Przyjmując następnie, że ciepło właściwe można przybliżyć średnią arytmetyczną

$$\bar{c}_{l,i} = \frac{c_l(T_{l,i}) + c_l(T_{l,i+1})}{2}, \quad (38)$$

oraz wprowadzając oznaczenie

$$\Delta N_{l,i+\frac{1}{2}} = \frac{k \cdot \Delta A}{\dot{m}_l \bar{c}_{l,i}} = \frac{2k \cdot \Delta A}{\dot{m}_l [c_l(T_{l,i}) + c_l(T_{l,i+1})]}, \quad (39)$$

z równania (37) otrzymuje się

$$T_{l,i+1} = \frac{1}{1 + \frac{\Delta N_{l,i+\frac{1}{2}}}{2}} \left[\left(1 - \frac{\Delta N_{l,i+\frac{1}{2}}}{2} \right) T_{l,i} + \Delta N_{l,i+\frac{1}{2}} \bar{T}_{g,i} \right], \quad i = 1, \dots, N. \quad (40)$$

Równanie (40) wykorzystywane jest do obliczeń temperatury cieczy na długości rury wzdłuż drogi jej przepływu, z uwzględnieniem, że temperatura $T_{l,1}$ w pierwszym węźle $i=1$ jest znana z warunku brzegowego.

5.3. Temperatura ścianki rury

Znając temperaturę cieczy i gazu można obliczyć temperaturę ścianki (Rys. 5). Gęstość strumienia ciepła na powierzchni zewnętrznej rury $r = r_z$ określona jest wzorem:

$$\dot{q}_z = k \left(\frac{T_{1,i} + T_{1,i+1}}{2} - \bar{T}_{g,i} \right). \quad (41)$$

Po uwzględnieniu, że współczynnik przenikania ciepła k występujący we wzorze (41) odniesiony jest do pola zewnętrznej powierzchni rury gładkiej (bez żeber), temperaturę powierzchni wewnętrznej $T_w|_{r=r_w}$ i zewnętrznej $T_w|_{r=r_z}$ można obliczyć z następujących wzorów:

$$T_w|_{r=r_w} = \frac{T_{1,i} + T_{1,i+1}}{2} - \frac{\dot{q}_z \frac{U_z}{U_w}}{\alpha_w}, \quad (42)$$

$$T_w|_{r=r_z} = \bar{T}_{g,i} + \frac{\dot{q}_z}{\alpha_{zr}}, \quad (43)$$

gdzie U_w i U_z oznaczają odpowiednio obwód wewnętrzny i zewnętrzny rury. w przypadku rur o przekroju kołowym mamy: $U_w = \pi d_w$ i $U_z = \pi d_z$

Spadek temperatury w ściance rury wyznacza się odejmując od temperatury powierzchni zewnętrznej (43) temperaturę powierzchni wewnętrznej (42)

$$\begin{aligned} \Delta T_w = T_w|_{r=r_w} - T_w|_{r=r_z} &= \frac{T_{1,i} + T_{1,i+1}}{2} - \frac{\dot{q}_z \frac{U_z}{U_w}}{\alpha_w} - \bar{T}_{g,i} - \frac{\dot{q}_z}{\alpha_{zr}} = \\ &= \left(\frac{T_{1,i} + T_{1,i+1}}{2} - \bar{T}_{g,i} \right) - \dot{q}_z \left(\frac{U_z}{U_w} \frac{1}{\alpha_w} + \frac{1}{\alpha_{zr}} \right) \end{aligned} \quad (44)$$

Spadek temperatury można również określić traktując ściankę rury jako płaską, przez którą przepływa strumień ciepła o gęstości średniej: $\dot{q}_m = (\dot{q}_w + \dot{q}_z) / 2$

$$\Delta T_w = \frac{\dot{q}_m \delta_r}{\lambda_r} = \frac{(\dot{q}_w + \dot{q}_z) \delta_r}{2 \lambda_r}, \quad (45)$$

gdzie: δ_r – grubość ścianki rury, λ_r – współczynnik przewodzenia ciepła materiału rury.

6. Numeryczny model wymiennika jednorzędowego z rur grubościennych

W przypadku wymienników ciśnieniowych, jak na przykład przegrzewacze rur w kotłach spadek temperatury w ściance może być większy, zwłaszcza gdy uwzględnimy wysoką temperaturę spalin (gazu). Prawidłowe wyznaczenie temperatury ścianki ma również duże znaczenie praktyczne, gdyż umożliwia dobór właściwego materiału na rury.

Układ równań bilansu energii dla cieczy przepływającej wewnątrz rur, ścianki rury oraz gazu przepływającego poprzecznie do osi rury ma następującą postać

$$\frac{dT_l}{dx^+} = -N_l (T_l - T_w|_{r=r_w}), \quad (46)$$

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left[r \lambda(T) \frac{dT_w}{dr} \right] = 0, \quad (47)$$

$$\frac{\partial T_g}{\partial y^+} = -N_g (T_g - T_w|_{r=r_z}), \quad (48)$$

gdzie liczby jednostek wymiany N_l i N_g zdefiniowane są następująco

$$N_l = \frac{\alpha_w A_w}{\dot{m}_l \bar{c}_{pl}} = \frac{\alpha_w U_w L_x}{\dot{m}_l \bar{c}_{pl}} = \frac{\alpha_w (\pi d_w L_x)}{\dot{m}_l \bar{c}_{pl}}, \quad (49)$$

$$N_g = \frac{\alpha_z A_z}{\dot{m}_g \bar{c}_{pg}} = \frac{\alpha_z U_z L_x}{\dot{m}_g \bar{c}_{pg}} = \frac{\alpha_z (\pi d_z L_x)}{\dot{m}_g \bar{c}_{pg}}. \quad (50)$$

Układ równań (46) - (48) rozwiązany zostanie przy następujących warunkach brzegowych

$$T_l|_{x^+=0} = T_l', \quad (51)$$

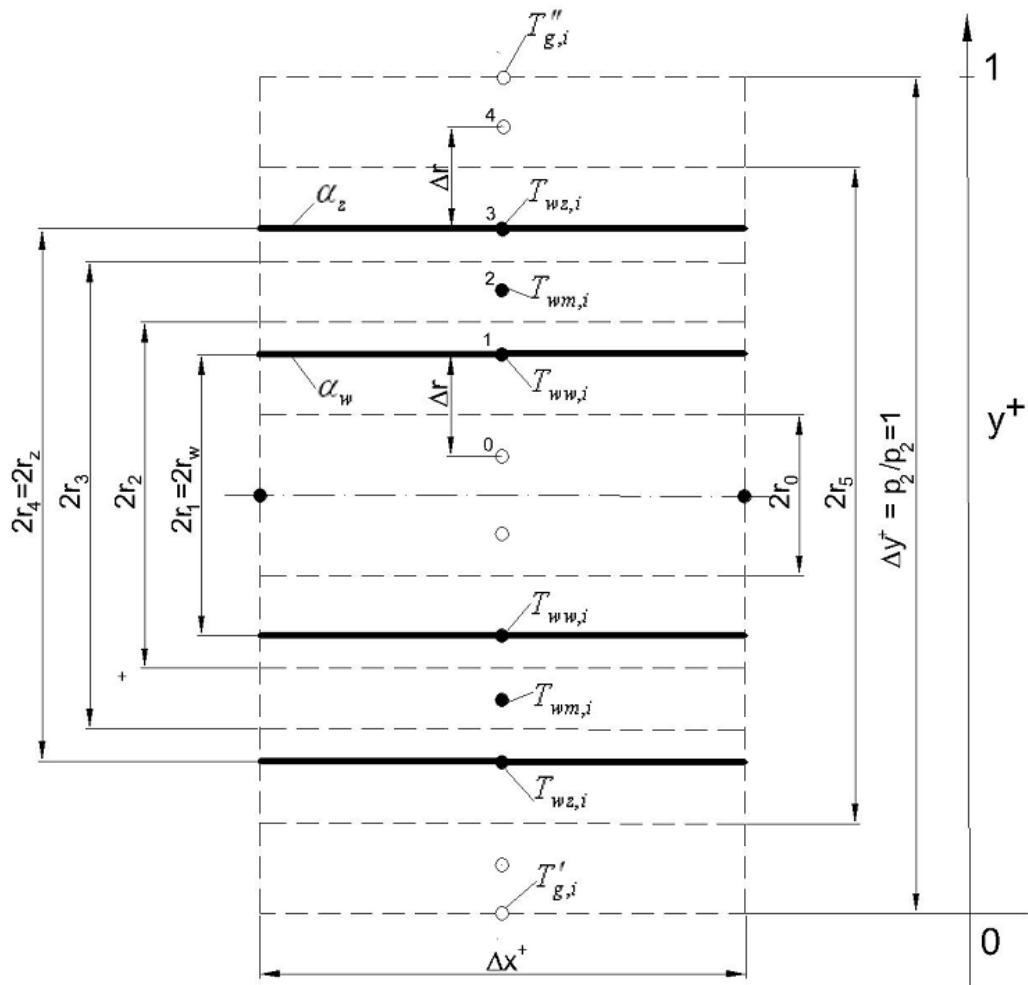
$$\left(\lambda \frac{dT_w}{dr} \right) \Big|_{r=r_w} = \alpha_w (T_w|_{r=r_w} - T_l), \quad (52)$$

$$\left(\lambda \frac{dT_w}{dr} \right) \Big|_{r=r_z} = \alpha_z (T_{mg} - T_w|_{r=r_z}), \quad (53)$$

$$T_g \Big|_{y^+=0} = T'_g, \quad (54)$$

gdzie T_{mg} określone jest wzorem (7).

Schemat obszaru kontrolnego dla wymiennika z rur grubościennych przedstawiono na rysunku 6.



Rys. 6. Objętość kontrolna dla wymiennika krzyżowo-prądowego z rur grubościennych.

Ściankę rury o przekroju kołowym podzielono na trzy objętości kontrolne (Rys. 6). Po zastosowaniu metody objętości skończonej do równań (46) - (48) otrzymuje się następujący układ równań:

- ciecz

$$\frac{1}{N_l} \frac{T_{l,i+1} - T_{l,i}}{\Delta x^+} + \left(\frac{T_{l,i} + T_{l,i+1}}{2} - T_{ww,i} \right) = 0, \quad i = 1, \dots, N, \quad (55)$$

- ścianka rury

$$T_{ww,i} = \frac{\left(1 + \frac{r_2}{r_0}\right) T_{wm,i} + \Delta Bi_{l,i} (T_{l,i} + T_{l,i+1})}{1 + \frac{r_2}{r_0} + 2 \Delta Bi_{l,i}}, \quad (56)$$

$$T_{wm,i} = \frac{T_{ww,i} + \frac{r_3}{r_2} T_{wz,i}}{1 + \frac{r_3}{r_2}}, \quad (57)$$

$$T_{wz,i} = \frac{\left(1 + \frac{r_3}{r_5}\right) T_{wm,i} + \Delta Bi_{g,i} (T'_{g,i} + T''_{g,i})}{1 + \frac{r_3}{r_5} + 2 \Delta Bi_{g,i}}. \quad (58)$$

W przypadku temperatury gazu sposób wyznaczania przebiegu temperatury w objętości kontrolnej jest identyczny jak dla rury cienkościennej. Wzór (29) przyjmuje w danym przypadku postać:

$$T''_{g,i} = T_{wz,i} - (T_{wz,i} - T'_{g,i}) \cdot \exp(-\Delta N_{g,i}), \quad i = 1, \dots, N, \quad (59)$$

gdzie:

$$\Delta N_{g,i} = \frac{\alpha_z \cdot (\Delta A)}{\Delta \dot{m}_g \cdot \bar{c}_{pg,i}} = \frac{\alpha_z (\pi d_z \Delta x)}{\Delta \dot{m}_g \bar{c}_{pg,i}}, \quad (60)$$

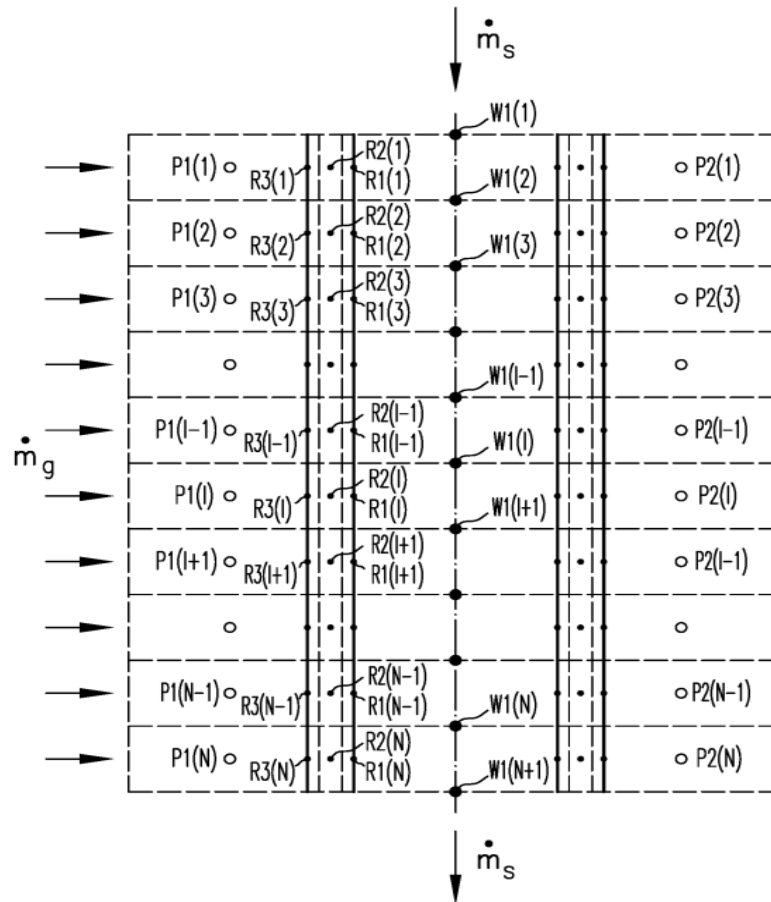
$$\Delta Bi_{l,i} = \frac{\alpha_w \Delta r}{\lambda(T_{wm,i})}, \quad \Delta Bi_{g,i} = \frac{\alpha_g \Delta r}{\lambda(T_{wm,i})}, \quad \Delta x = \frac{L_x}{N}, \quad \Delta x^+ = \frac{\Delta x}{L_x} = \frac{1}{N}, \quad \Delta y^+ = 1. \quad (61)$$

Promienie na rysunku 6 określone są wzorami:

$$r_0 = r_{in} - \Delta r / 2, \quad r_1 = r_{in}, \quad r_2 = r_1 + \Delta r / 2, \quad r_3 = r_2 + \Delta r, \quad r_4 = r_3 + \Delta r / 2 = r_o, \quad r_5 = r_4 + \Delta r / 2, \\ \Delta r = (r_o - r_{in}) / 2.$$

Układ równań (55)–(59) został rozwiązany metodą Gaussa – Seidela. Rozwiązaniem tego układu są wartości temperatur: $T_{1,i+1}$, $T_{ww,i}$, $T_{wm,i}$, $T_{wz,i}$, $T_{2,i}$ dla $i = 1, \dots, N$.

Podział jednej rury przegrzewacza jednorzędowego na objętości skończone przedstawiony jest na rysunku 7.



Rys. 7. Podział jednej rury przegrzewacza jednorzędowego na objętości skończone (obszary kontrolne); o – spaliny, • - para wodna, □ - ścianka rury; P1(1),...,P1(N) – temperatura spalin w węzłach przed przegrzewaczem, P2(1),...,P2(N) – temperatura spalin w węzłach za przegrzewaczem, W1(1),...,W1(N+1) – temperatura pary w węzłach, R1(1),...,R1(N) – temperatura ścianki w węzłach leżących na powierzchni wewnętrznej rury, R2(1),...,R2(N) – temperatura w węzłach leżących w środku grubości ścianki, R3(1),...,R3(N) – temperatura ścianki w węzłach leżących na powierzchni zewnętrznej rury.

Średnia temperatura spalin $T_{2m,a}''$ za rurą wynosi:

$$T_{2m,a}'' = \frac{\int_0^{L_x} T_2'' dx}{L_x} = \frac{\sum_{i=1}^N T_{2,i}''}{N} \quad (62)$$

7. Analityczny model wymiennika ciepła jednorzędowego

Układ trzech równań (46) – (48) zastąpiony zostanie układem złożonym z dwóch równań:

$$\frac{1}{N_{l,o}} \frac{dT_l}{dx^+} = -[T_l(x^+) - T_{mg}(x^+)], \quad (63)$$

$$\frac{1}{N_{g,o}} \frac{\partial T_g(x^+, y^+)}{\partial y^+} = [T_l(x^+) - T_g(x^+, y^+)], \quad (64)$$

gdzie symbol : $T_{mg}(x^+)$ oznacza średnią temperaturę gazu na szerokości jednego rzędu, określoną wzorem (7).

Liczby jednostek wymiany ciepła zdefiniowane są następująco:

$$N_{l,o} = \frac{k A_z}{\dot{m}_l c_{pl}}, \quad (65)$$

$$N_{g,o} = \frac{k A_z}{\dot{m}_g c_{pg}}, \quad (66)$$

gdzie współczynnik przenikania ciepła k odniesiony do zewnętrznej powierzchni rury A_z określony jest wzorem:

$$\frac{1}{k} = \left(\frac{1}{\alpha_z} + \frac{r_z}{\lambda} \ln \frac{r_z}{r_w} + \frac{r_z}{r_w} \frac{1}{\alpha_w} \right). \quad (67)$$

Rozwiązanie równania (63) - (64) przy warunkach brzegowych (8)-(9) ma następującą postać:

$$T_l(x^+) = T'_g + (T'_l - T'_g) \exp \left\{ -\frac{N_{l,o}}{N_{g,o}} [1 - \exp(-N_{g,o})] x^+ \right\}, \quad (68)$$

$$T_g(x^+, y^+) = T_l(x^+) - [T_l(x^+) - T'_g] \exp(-N_{g,o} y^+). \quad (69)$$

Po podstawieniu wzoru (69) na temperaturę gazu do wzoru (7) i scałkowaniu otrzymuje się:

$$T_{mg}(x^+) = T_l(x^+) - \frac{1}{N_{g,o}} [T_l(x^+) - T'_g] [1 - \exp(-N_{g,o})]. \quad (70)$$

Temperaturę gazu T_g'' za rzędem rur wyznacza się ze wzoru (69) po podstawieniu wzoru (68) i uwzględnieniu, że $y^+ = 1$

$$\begin{aligned} T_g''(x^+) &= T_g(x^+, y^+) \Big|_{y^+=1} = \\ &= T'_g + (T'_l - T'_g) \exp \left\{ -\frac{N_{l,o}}{N_{g,o}} [1 - \exp(-N_{g,o})] x^+ \right\} \times [1 - \exp(-N_{g,o})]. \end{aligned} \quad (71)$$

Średnią temperaturę gazu na grubości rzędu wyznacza się ze wzoru:

$$\begin{aligned} \bar{T}_g'' &= \int_0^1 T_g''(x^+) dx^+ = \\ &= \int_0^1 \left\{ T'_g + (T'_l - T'_g) \exp \left[-\frac{N_{l,o}}{N_{g,o}} (1 - \exp(-N_{g,o})) x^+ \right] (1 - \exp(-N_{g,o})) \right\} dx^+, \end{aligned} \quad (72)$$

z którego po przekształceniach otrzymuje się:

$$\bar{T}_g'' = T'_g + \frac{N_{g,o}}{N_{l,o}} (T'_l - T'_g) (1 - \exp(-B)), \quad (73)$$

$$B = \frac{N_{l,o}}{N_{g,o}} (1 - \exp(-N_{g,o})). \quad (74)$$

Uwzględniając, że gęstość strumienia ciepła $q_z(x^+)$ na zewnętrznej powierzchni rury określona jest wzorem:

$$q_z(x^+) = k [T_l(x^+) - T_{mg}(x^+)], \quad (75)$$

można wyznaczyć temperaturę powierzchni wewnętrznej rury $T_{ww}(x^+)$, temperaturę rury w środku grubości ścianki $T_{wm}(x^+)$ i temperaturę powierzchni zewnętrznej rury $T_{wz}(x^+)$ z następujących wyrażeń:

$$T_{ww}(x^+) = T_l(x^+) + \frac{q_z(x^+)r_z}{r_w \alpha_w}, \quad (76)$$

$$T_{wm}(x^+) = T_l(x^+) + \frac{q_z(x^+)r_z}{r_w \alpha_w} + \frac{q_z(x^+)r_z}{\lambda(T_{wm})} \ln\left(\frac{r_m}{r_w}\right), \quad (77)$$

$$T_{wz}(x^+) = T_{mg}(x^+) - \frac{q_z(x^+)}{\alpha_z}, \quad (78)$$

gdzie promień średni obliczany jest z wyrażenia $r_m = (r_z + r_w)/2$.

8. Porównanie wyników obliczeń jednorzędowego przegrzewacza pary za pomocą modelu numerycznego i analitycznego

Rozkład temperatury pary i spalin oraz temperatury rury obliczony zostanie za pomocą metody numerycznej (przedstawionej w rozdziale 6) oraz metody analitycznej (przedstawionej w rozdziale 7) w celu oceny dokładności rozwiązania numerycznego. Przegrzewacz wykonany jest ze stali niskostopowej o współczynniku przewodzenia ciepła zależnym od temperatury

$$\lambda(T) = 50.712235 - 4.8983957 \cdot 10^{-5} \cdot T^2, \quad (79)$$

gdzie λ wyrażony jest w W/(m·K), a temperatura T w °C.

Ciśnienie pary na wlocie do przegrzewacza wynosi $p_l = 9,6$ MPa. Do obliczeń przyjęto następujące dane: długość rury przegrzewacza: $L_x = 5,14$ m, promień powierzchni zewnętrznej rury: $r_z = 0,021$ m, promień powierzchni wewnętrznej rury: $r_w = 0,016$ m, podziałka poprzeczna rozstawienia rur w przegrzewaczu (prostopadła do kierunku przepływu spalin): $p_1 = 0,104$ m, prędkość przepływu pary: $w_l = 9,8$ m/s, prędkość przepływu spalin: $w_g = 4$ m/s, temperatura wlotowa pary: $T_l' = 340$ °C, temperatura wlotowa spalin: $T_g' = 800$ °C, współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rury: $\alpha_w = 2350$ W/(m²·K), współczynnik wnikania ciepła na zewnętrznej powierzchni rury $\alpha_z = 60$ W/(m²·K), liczba komórek (objętości kontrolnych) na długości rury: $N = 20$. Przyjęto stałe własności fizyczne pary, spalin oraz materiału rur, aby było możliwe porównanie wyników otrzymanych za pomocą zaproponowanej metody numerycznej i rozwiązania analitycznego ściślego: gęstość pary: $\rho_l = 42,2$ kg/m³, ciepło właściwe pary:

$c_{pl} = 3853 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, gęstość spalin: $\rho_g = 0,3735 \text{ kg/m}^3$, ciepło właściwe spalin: $c_{pg} = 1234,6 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$, współczynnik przewodzenia ciepła stali $\lambda = 43,6 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Strumień przepływu masy pary i spalin obliczane były z następujących wyrażień: $\dot{m}_l = \pi r_w^2 w_l \rho_l = 0,3326 \text{ kg/s}$, $\dot{m}_g = p_1 L_x w_g \rho_g = 0,5347 \text{ kg/s}$.

Porównanie temperatur pary, spalin i ścianki rury wyznaczonych za pomocą metody objętości skończonej i metody analitycznej ścisłej przedstawiono w tabelach 1 i 2.

Tabela 1. Porównanie temperatur pary i spalin wyznaczonych za pomocą metody objętości skończonej i metody analitycznej ścisłej.

Współrzędna x^+	Temperatura pary, °C		Współrzędna x^+	Temperatura spalin, °C	
	Metoda analityczna ścisła	Metoda objętości skończonej		Metoda analityczna ścisła	Metoda objętości skończonej
0,00	340,0000	340,0000	0,025	782,1396	782,1405
0,20	342,7422	342,7491	0,2250	782,2461	782,2472
0,40	345,4680	345,4817	0,4250	782,3519	782,3533
0,60	348,1776	348,1980	0,6250	782,4571	782,4588
0,80	350,8710	350,8981	0,8250	782,5617	782,5636
1,00	353,5483	353,5821	0,9750	782,6397	782,6418

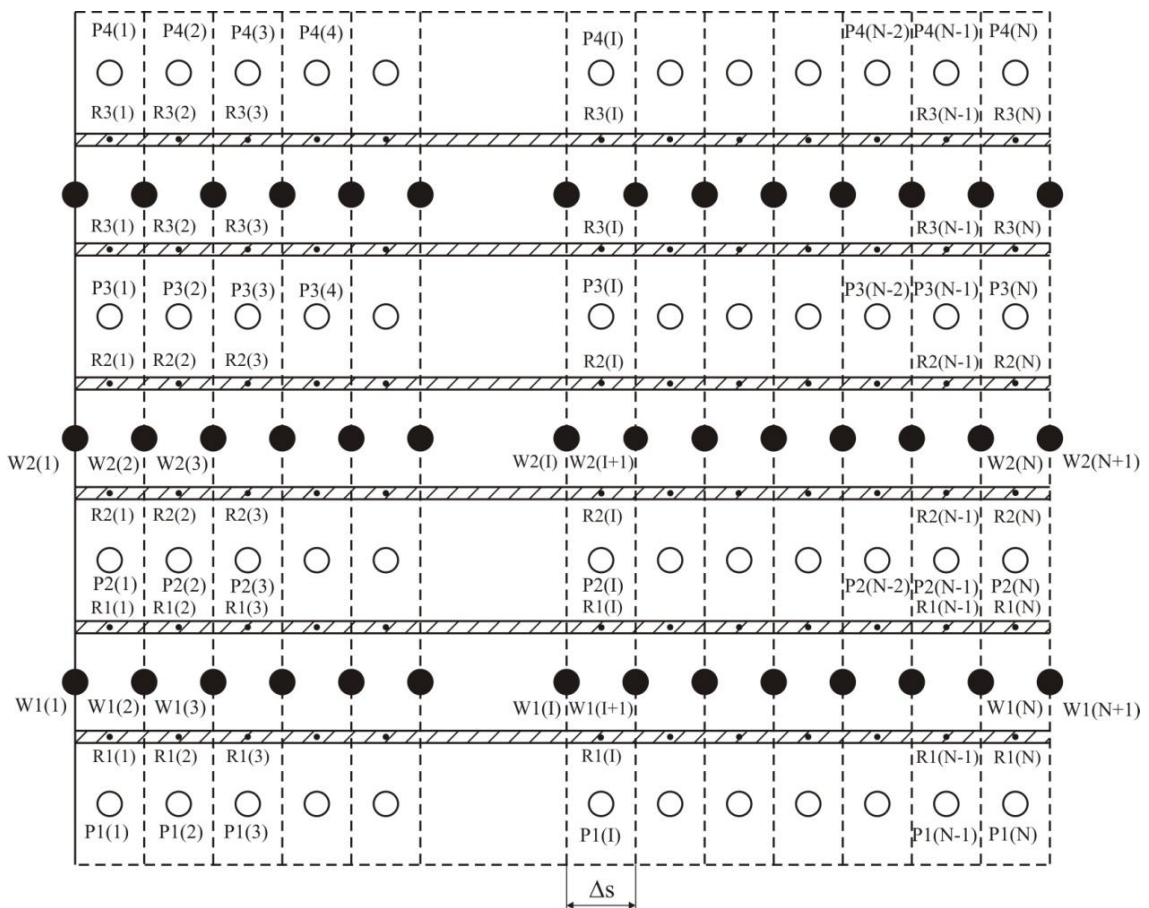
Tabela 2. Porównanie temperatur ścianki rury wyznaczonych za pomocą metody objętości skończonej i metody analitycznej ścisłej.

Współrzędna x^+	Temperatura powierzchni wewnętrznej rury, °C		Temperatura w środku ścianki rury, °C		Temperatura powierzchni zewnętrznej rury, °C	
	Metoda analityczna ścisła	Metoda objętości skończonej	Metoda analityczna ścisła	Metoda objętości skończonej	Metoda analityczna ścisła	Metoda objętości skończonej
0,025	354,8459	354,8832	356,6616	356,6893	358,2468	358,2667
0,2250	357,4995	357,5434	359,3044	359,3386	360,8802	360,9066
0,4250	360,1374	360,1876	361,9315	361,9721	363,4979	363,5307
0,6250	362,7595	362,8160	364,5429	364,5899	366,1000	366,1392
0,8250	365,3660	365,4288	367,1388	367,1920	368,6866	368,7320
0,9750	367,3107	367,3780	369,0755	369,1334	370,6164	370,6665

Z porównań przedstawionych w tablicach 1 i 2 wynika, że dokładność modelu numerycznego jest bardzo dobra. Maksymalne różnice w wynikach są rzędu kilku setnych procenta.

9. Numeryczny model chłodnicy samochodowej

Podstawą budowy modelu matematycznego rurowego wymiennika o krzyżowym przepływie czynników są równania (29), (40), (41), (42) i (43), wyprowadzone dla pojedynczej rury w wymienniku jednorzędowym. W przypadku wymiennika złożonego z wielu rzędów rur, temperatura powietrza na wlocie do następnego rzędu jest równa temperaturze wylotowej powietrza z poprzedniego rzędu (Rys. 8). Temperatura wody na wlocie do każdej rury usytuowanej w różnych rzędach jest jednakowa, jeżeli rury zasilane są równoległe z jednej komory (Rys. 8). Jeżeli rury w kolejnych rzędach połączone są ze sobą szeregowo, to temperatura wylotowa wody z poprzedniego rzędu jest temperaturą wlotową wody do następnego rzędu. Na rysunku 8 przedstawiono wymiennik złożony z trzech rzędów rur, które są zasilane równoległe wodą z jednej komory. W danym przypadku temperatura wody wlotowej do wszystkich trzech rzędów jest jednakowa, to jest $W1(1) = W2(1) = W3(1)$.



Rys. 8. Schemat podziału wymiennika o trzech rzędach rur na objętości skończone (obszary kontrolne).

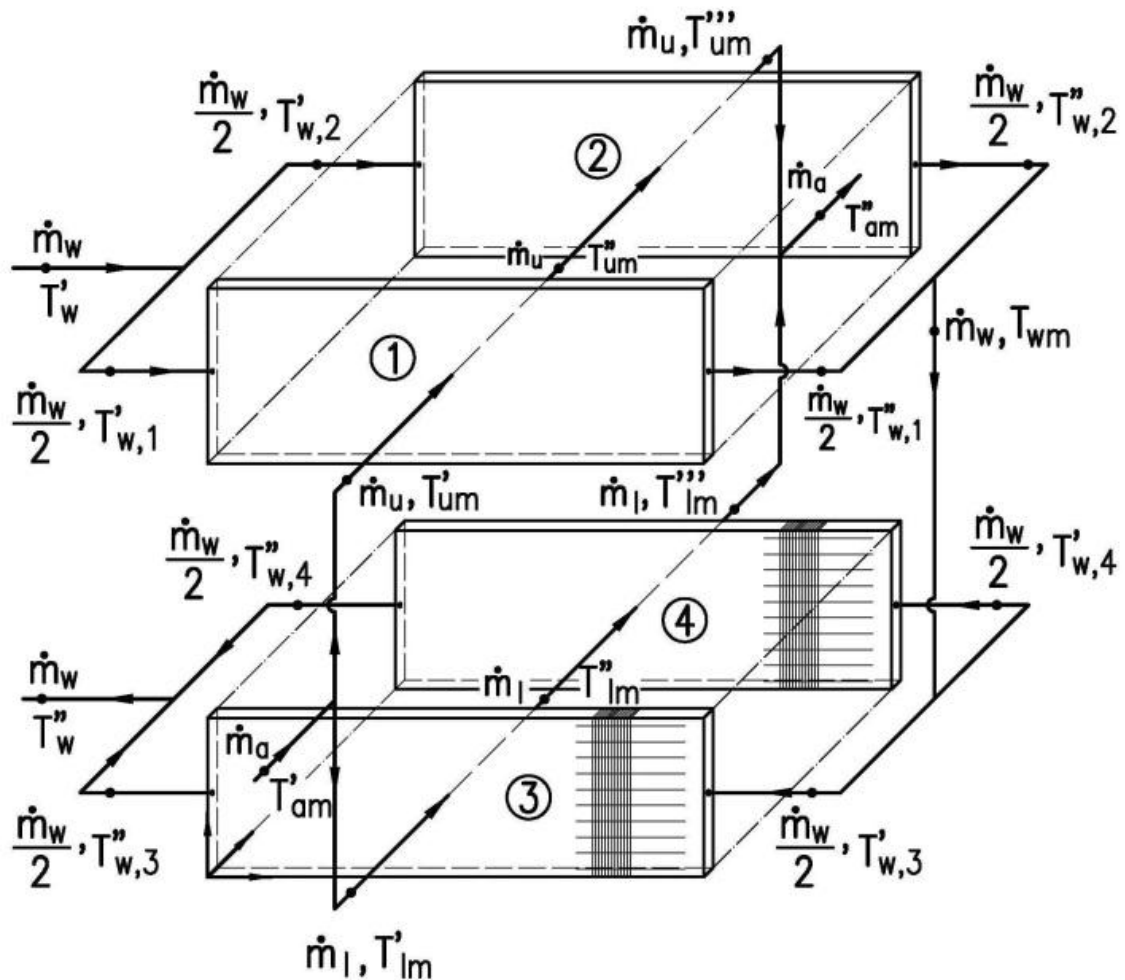
Oznaczenia temperatury powietrza, wody i temperatury średniej ścianki rury w poszczególnych węzłach są identyczne jak w programie obliczeniowym. Temperatura powietrza w węzłach położonych przed pierwszym rzędem rur oznaczona jest symbolem $P1(I)$, za pierwszym rzędem rur symbolem $P2(I)$, za drugim rzędem $P3(I)$, a za czwartym $P4(I)$. Indeks I zmienia się od 1 do N . Temperatura wody w węzłach: $I=1, \dots, N+1$ oznaczona jest dużymi czarnymi punktami. W pierwszym rzędzie temperatura wody w i -tym węźle

oznaczona jest symbolem W1(I), w drugim symbolem W2(I), a w trzecim symbolem W3(I). Dla temperatury ścianki w węzłach $I=1,\dots,N$, oznaczonej małymi czarnymi punktami, przyjęto oznaczenia R1(I), R2(I) i R3(I) odpowiednio dla pierwszego, drugiego i trzeciego rzędu rur. Temperatury powietrza, wody i ścianki rury w węzłach wyznaczano metoda Gaussa-Seidela.

Chłodnica jest dwubiegowym wymiennikiem ciepła o dwóch rzędów rur. Schemat obliczeniowy chłodnicy przedstawiony jest na rysunku 9. Przez obydwie rzędy rur równoległe przepływa gorąca woda. Wylot płynu z górnych rzędów rur, tworzących pierwszy bieg wymiennika, połączony jest jedną komorą zbiorczą, w wyniku czego następuje mieszanie strumieni wody z pierwszego i drugiego rzędu. Po zmieszaniu wody o temperaturze $T''_{w,1}$ z pierwszego rzędu rur i wody o temperaturze $T''_{w,2}$, temperatura wody zasilającej drugi (dolny) bieg wynosi T''_{wm} . W drugim (dolnym) biegu całkowity strumień masy wody \dot{m}_w rozdziela się na dwa równe strumienie $\dot{m}_w/2$. Na wylocie z pierwszego rzędu rur w dolnym biegu temperatura wody wynosi $T''_{w,3}$, a z drugiego rzędu rur $T''_{w,4}$.

Po zmieszaniu wody z pierwszego i z drugiego rzędu rur temperatura wody na wylocie z wymiennika wynosi T''_w .

Strumień powietrza \dot{m}_a przepływa poprzecznie przez obydwie rzędy rur. Przyjmując, że prędkość wlotowa w_0 jest taka sama w górnym i w dolnym biegu, strumień masy powietrza przepływającego przez górny bieg wynosi: $\dot{m}_u = \dot{m}_a n_u / n_r$, gdzie n_u – liczba rur w górnym biegu w pierwszym rzędzie, n_r – całkowita liczba rur w pierwszym rzędzie w górnym i dolnym biegu. Strumień masy powietrza przepływającego poprzecznie do osi rur w dolnym biegu wynosi: $\dot{m}_l = \dot{m}_a n_l / n_r$, gdzie n_l – liczba rur w dolnym biegu w pierwszym rzędzie.



Rys. 9. Schemat przepływu czynników w badanym wymienniku ciepła; 1 – pierwszy rząd rur w górnym (pierwszym) biegu, 2 – drugi rząd rur w górnym biegu, 3 – pierwszy rząd rur w dolnym (drugim) biegu, 4 – drugi rząd rur w dolnym biegu

W celu oceny dokładności modelu numerycznego porównano wyniki obliczeń temperatur wylotowych wody i powietrza oraz mocy chłodnicy uzyskane za pomocą modelu analitycznego i numerycznego. Do obliczeń współczynników wnikania ciepła po stronie powietrza i wody zastosowano własne korelacje na liczby Nusselta wyznaczone na drodze doświadczalnej:

$$Nu_a = 0,01122 Re_a^{1,0959} Pr_a^{1/3}, \quad 75 \leq Re_a \leq 350, \quad (80)$$

$$Nu_w = \frac{\xi}{8} (Re_w - 74,9) Pr_w \left[1 + \left(\frac{d_z}{L_{ch}} \right)^{2/3} \right], \quad 1750 \leq Re_w \leq 7000, \quad (81)$$

$$1 + 33,0 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr_w^{2/3} - 1)$$

gdzie: Nu_a , Re_a i Pr_a oznaczają odpowiednio liczby Nusselta, Reynoldsa i Prandtla dla powietrza a Nu_w , Re_w i Pr_w dla wody.

Liczby Nu_a i Re_a obliczane są dla zastępczej średnicy hydraulicznej d_h po stronie powietrza. W liczbie Reynoldsa Re_a uwzględniana jest maksymalna prędkość przepływu powietrza występująca w najmniejszym przekroju poprzecznym między rurami. Symbol d_z oznacza zastępczą średnicę hydrauliczną rury owalnej od strony wody obliczaną ze wzoru $d_z = 4A_{wew}/U_w$, gdzie: A_{wew} – pole przekroju poprzecznego rury owalnej, przez który przepływa woda, U_w – obwód wewnętrzny rury owalnej. Symbol L_{ch} oznacza długość rury w wymienniku. Współczynnik strat ciśnienia ξ spowodowanych tarciem przy przepływie wody wewnątrz rury owalnej obliczany jest jak dla rur o przekroju kołowym o średnicy $d_z = 7,06$ mm. Liczbę Reynoldsa od strony powietrza obliczmy ze wzoru:

$$Re_a = \frac{w_{max} d_h}{\nu_h}, \quad (82)$$

gdzie: w_{max} oznacza maksymalną prędkość przepływu powietrza w wymienniku, która występuje w najwęższym przekroju między dwoma sąsiednimi rurami.

Zastępczą średnicę hydrauliczną d_h oblicza się zgodnie ze sposobem zaproponowanym przez Kaysa i Londona [1]:

$$d_h = \frac{8A_{min} p_2}{A'_z + A_{mz}}, \quad (83)$$

gdzie:

A_{min} – pole największego przekroju poprzecznego, w którym występuje maksymalna prędkość przepływu powietrza,

A'_z – pole bocznych powierzchni żebra o wymiarach $2p_2 \times p_1$,

A_{mz} – pole zewnętrznej powierzchni dwóch rur pomiędzy dwoma żebrami.

W przypadku badanego wymiennika ciepła średnica d_h wynosi 1,41 mm.

Pole bocznych powierzchni żebra (pole powierzchni bocznych tworzących kanał przez który przepływa powietrze pomiędzy żebrami) określone jest wzorem:

$$A'_z = 2 \cdot 2(p_1 p_2 - A_{owal}) = 4(p_1 p_2 - A_{owal}), \quad (84)$$

$$A_{mz} = 2A_{mz} = 2U_z (s - \delta_z), \quad (85)$$

gdzie:

A_{owal} – pole powierzchni otworu owalnego w żebrze,

U_z – obwód zewnętrznej powierzchni rury owalnej,

s – podziałka rozstawienia żeber,

δ_z – grubość żebra.

Z uwagi na szeregowe rozmieszczenie rur w wymienniku największa prędkość powietrza w_{max} występuje w płaszczyźnie pionowej przechodzącej przez osie wzdłużne rur. Prędkość powietrza przy przepływie przez wymiennik wzrasta w wyniku jego podgrzania od temperatury wlotowej T'_{am} do temperatury T''_{am} na wylocie z wymiennika.

Zakładając, że średnia temperatura powietrza na grubości wymiennika wynosi $\bar{T}_{am} = T'_{am} + T''_{am}/2$, prędkość maksymalna powietrza określona jest wzorem:

$$w_{max} = \frac{s \cdot p_1}{(s - \delta_z)(p_1 - d_{min})} \frac{\bar{T}_{am} + 273}{T'_{am} + 273} w_0, \quad (86)$$

gdzie:

d_{min} – minimalna średnica zewnętrzna rury owalnej,
 w_0 – prędkość wlotowa powietrza (przed wymiennikiem).

Wartości współczynników wnikania ciepła od strony powietrza α_a i od strony wody α_w zależą głównie od prędkości ich przepływu. Wraz ze wzrostem liczby obrotów wentylatora n wzrasta prędkość przepływu powietrza w_0 oraz liczba Reynoldsa Re_a , a zatem wzrasta także współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza α_a obliczany ze wzoru (80).

10. Porównanie wyników obliczeń chłodnicy za pomocą modelu numerycznego i analitycznego

W celu oceny efektywności i dokładności przedstawionej metody modelowania wymienników rurowych o krzyżowym przepływie czynników opracowano model numeryczny chłodnicy samochodowej bazujący na równaniach wyprowadzonych dla pojedynczej rury wymiennika przedstawiony w rozdziale 5. Opracowany model porównano z modelem analitycznym przedstawionym w pracy [19]. Porównano wyniki dla dwóch zestawów danych: $\dot{V}'_w = 1\ 000\ \text{l/h}$, $T'_{am} = 10^\circ\text{C}$, $T'_w = 85^\circ\text{C}$ oraz $\dot{V}'_w = 2\ 000\ \text{l/h}$, $T'_{am} = 10^\circ\text{C}$, $T'_w = 85^\circ\text{C}$.

Tabela 3. Porównanie wyników obliczeń wymiennika ciepła za pomocą metody analitycznej ściślejszej oraz opracowanego modelu numerycznego.

$\dot{V}'_w = 1\ 000\ \text{l/h}, \quad T'_{am} = 10^\circ\text{C}, \quad T'_w = 85^\circ\text{C}$						
w_0 m/s	Model analityczny			Model numeryczny		
	T''_w °C	T''_{am} °C	\dot{Q}_{ch} W	T''_w °C	T''_{am} °C	\dot{Q}_{ch} W
0,5	79,02	68,42	6 760,05	79,02	68,42	6 760,05
1,0	74,08	63,28	12328,92	74,08	63,28	12 328,94
1,5	70,14	58,32	16771,57	70,14	58,32	16 771,56
2,0	66,99	53,91	20320,89	66,99	53,91	20 320,93
2,5	64,45	50,09	23185,38	64,45	50,09	23 185,44

$\dot{V}'_w = 2\ 000\ \text{l/h},\ T'_{am} = 10^\circ\text{C},\ T'_w = 85^\circ\text{C}$						
w_0 m/s	Model analityczny			Model numeryczny		
	$T''_w\ ^\circ\text{C}$	$T''_{am}\ ^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{ch}\ \text{W}$	$T''_w\ ^\circ\text{C}$	$T''_{am}\ ^\circ\text{C}$	$\dot{Q}_{ch}\ \text{W}$
0,5	81,87	71,11	7072,25	81,87	71,11	7 072,25
1,0	79,03	68,29	13489,98	79,03	68,29	13 489,98
1,5	76,53	65,12	19136,10	76,53	65,12	19 136,14
2,0	74,34	62,02	24075,41	74,34	62,02	24 075,41
2,5	72,42	59,09	28396,44	72,42	59,09	28 396,46

Z danych zawartych w tabeli 3 widać, że dokładność przedstawionego w pracy modelu numerycznego wymiennika, bazującego na metodzie objętości skończonej, jest bardzo dobra. Wyniki uzyskane za pomocą modelu numerycznego są praktycznie identyczne jak wyniki otrzymane z modelu analitycznego. Zaletą modelu numerycznego jest łatwość modelowania wymienników ciepła o złożonych układach przepływowych charakteryzujących się dużą liczbą biegów i rzędów rur. W prosty sposób może być również uwzględniona zależność własności fizycznych czynników od temperatury.

11. Porównanie wyników obliczeń chłodnicy za pomocą modelu numerycznego z wynikami badań eksperymentalnych

Dokładność opracowanego modelu matematycznego chłodnicy oszacowana została na podstawie porównania strumienia ciepła przekazywanego od wody do powietrza (mocy chłodnicy), wyznaczonego za pomocą modelu matematycznego i uzyskanego na podstawie danych eksperymentalnych. Badania przeprowadzono dla zadanej wartości strumienia objętości wody na wlocie do wymiennika \dot{V}'_w i temperatury wlotowej powietrza T'_{am} przy różnych prędkościach przepływu powietrza przed wymiennikiem w_0 . Porównanie wykonano dla serii pomiarowych przedstawionych w tabeli 4.

Tabela 4. Zestawienie serii pomiarowych.

Nr serii pomiarowej	Temperatura powietrza na wlocie do wymiennika T'_{am} w $^\circ\text{C}$	Strumień objętości wody na wlocie do wymiennika \dot{V}'_w w l/min	Zakres zmian prędkości powietrza przed wymiennikiem w_0 w m/s
1	4,6	8,0	$0,28 \leq w_0 \leq 1,8$
2		16,0	$0,32 \leq w_0 \leq 2,02$
3	6,7	12,0	$0,42 \leq w_0 \leq 2,05$
4		20,0	$0,33 \leq w_0 \leq 1,74$
5	16,8	8,0	$0,43 \leq w_0 \leq 1,71$
6		12,0	$0,36 \leq w_0 \leq 1,99$
7		20,0	$0,33 \leq w_0 \leq 2,0$

Obliczono również strumienie ciepła (moce) przekazywane przez rzędy rur w poszczególnych biegach za pomocą następujących wzorów:

$$\dot{Q}_1 = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w \Big|_{T'_{w,1}}^{T''_{w,1}} (T''_{w,1} - T'_{w,1}), \quad (87)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w \Big|_{T'_{w,2}}^{T''_{w,2}} (T''_{w,2} - T'_{w,2}), \quad (88)$$

$$\dot{Q}_3 = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w \Big|_{T'_{w,3}}^{T''_{w,3}} (T''_{w,3} - T'_{w,3}), \quad (89)$$

$$\dot{Q}_4 = \frac{\dot{m}_w}{2} c_w \Big|_{T'_{w,4}}^{T''_{w,4}} (T''_{w,4} - T'_{w,4}), \quad (90)$$

gdzie: \dot{Q}_1 - moc pierwszego rzędu rur w pierwszym (górnym) biegu w W,

\dot{Q}_2 - moc drugiego rzędu rur w pierwszym (górnym) biegu w W,

\dot{Q}_3 - moc pierwszego rzędu rur w drugim (dolnym) biegu w W,

\dot{Q}_4 - moc pierwszego rzędu rur w drugim (dolnym) biegu w W.

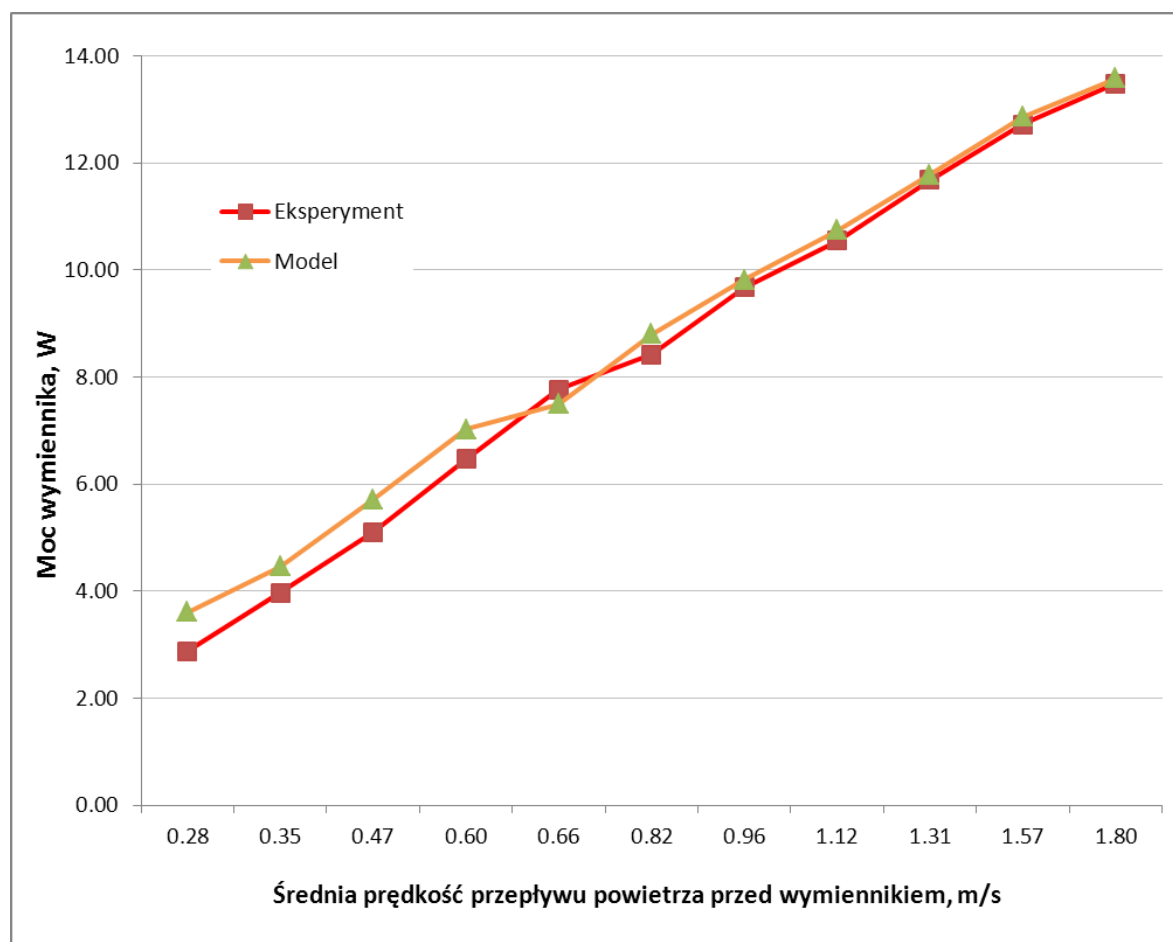
$c_w \Big|_{T_1}^{T_2}$ - średnie ciepło właściwe wody w przedziale temperatury od T_1 do T_2 .

Pozostałe oznaczenia występujące we wzorach (87) – (90) przedstawione są na rysunku 9. Poniżej przedstawione są wyniki pomiarów i obliczeń dla poszczególnych serii z tablicy 4 (tabele 5-18, rysunki 10-23).

11.1. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 1

Tabela 5. Wyniki pomiarów cieplnych wymiennika dla $\dot{V}'_w = 8 \text{ l/min}$ i $T'_{am} = 4,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

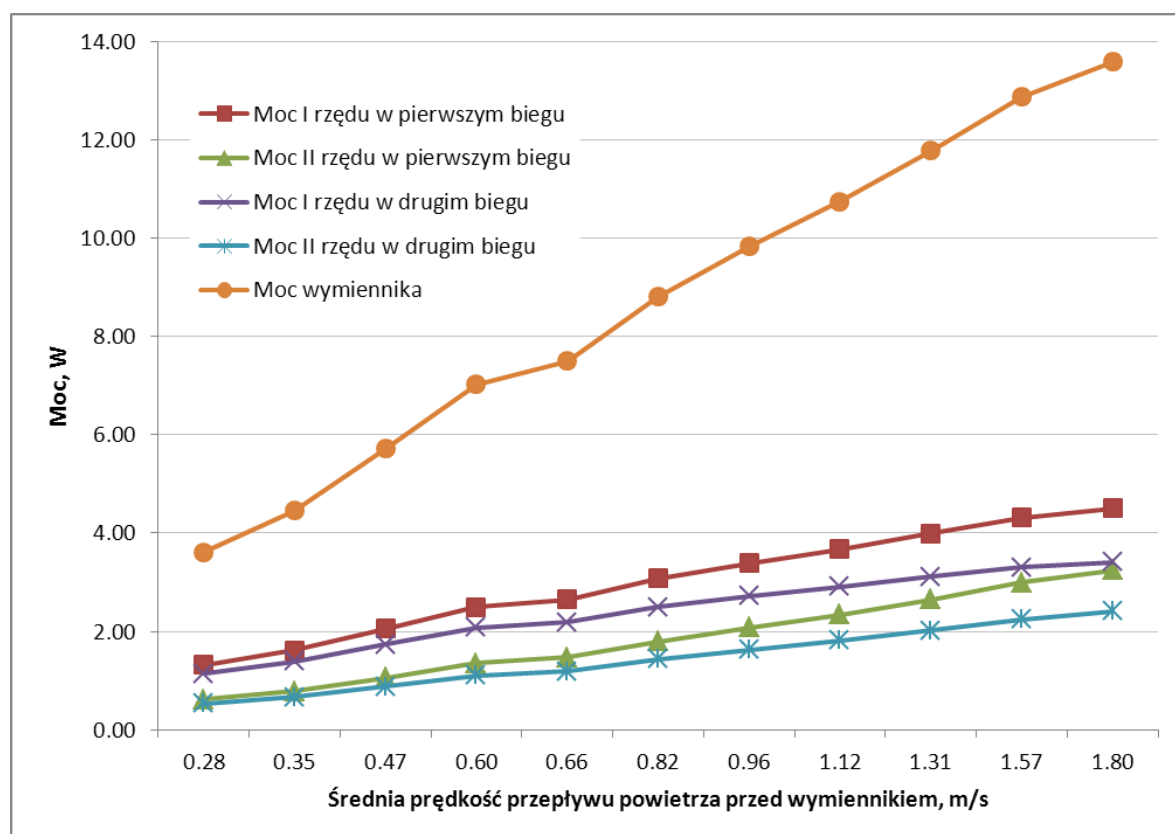
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	m/s	kW	kW
1	8,00	77,50	72,2	0,28	2,88	3,61
2	8,00	77,40	70,1	0,35	3,97	4,46
3	8,00	77,60	68,2	0,47	5,11	5,72
4	8,00	77,90	66,0	0,60	6,46	7,02
5	8,00	77,30	63,0	0,66	7,77	7,50
6	8,00	77,70	62,2	0,82	8,42	8,81
7	8,00	77,50	59,7	0,96	9,67	9,82
8	8,00	77,20	57,8	1,12	10,54	10,74
9	8,00	77,20	55,7	1,31	11,69	11,78
10	8,00	77,00	53,6	1,57	12,72	12,87
11	8,00	76,30	51,5	1,80	13,49	13,58



Rys. 10. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.

Tabela 6. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 8 \text{ l/min}$ i $T'_{am} = 4,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,28	1,32	0,62	1,14	0,53	3,61
2	0,35	1,62	0,79	1,39	0,67	4,46
3	0,47	2,05	1,06	1,73	0,88	5,72
4	0,60	2,49	1,35	2,07	1,10	7,02
5	0,66	2,64	1,47	2,19	1,19	7,50
6	0,82	3,07	1,80	2,50	1,43	8,81
7	0,96	3,39	2,08	2,72	1,63	9,82
8	1,12	3,68	2,34	2,91	1,81	10,74
9	1,31	3,99	2,65	3,11	2,02	11,78
10	1,57	4,31	3,00	3,31	2,25	12,87
11	1,80	4,51	3,25	3,42	2,41	13,58

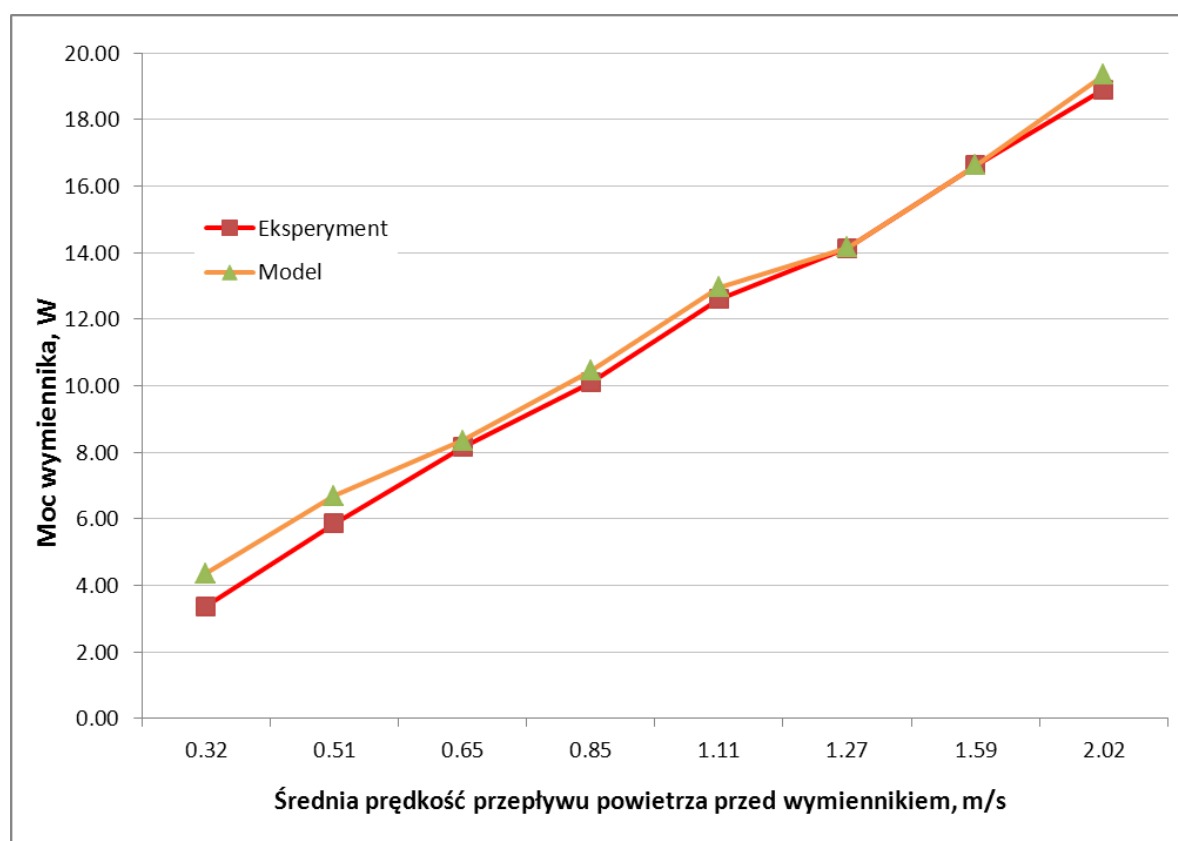


Rys. 11. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.

11.2. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 2

Tabela 7. Wyniki pomiarów cieplnych wymiennika dla $\dot{V}'_w = 16 \text{ l/min}$ i $T'_{am} = 4,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

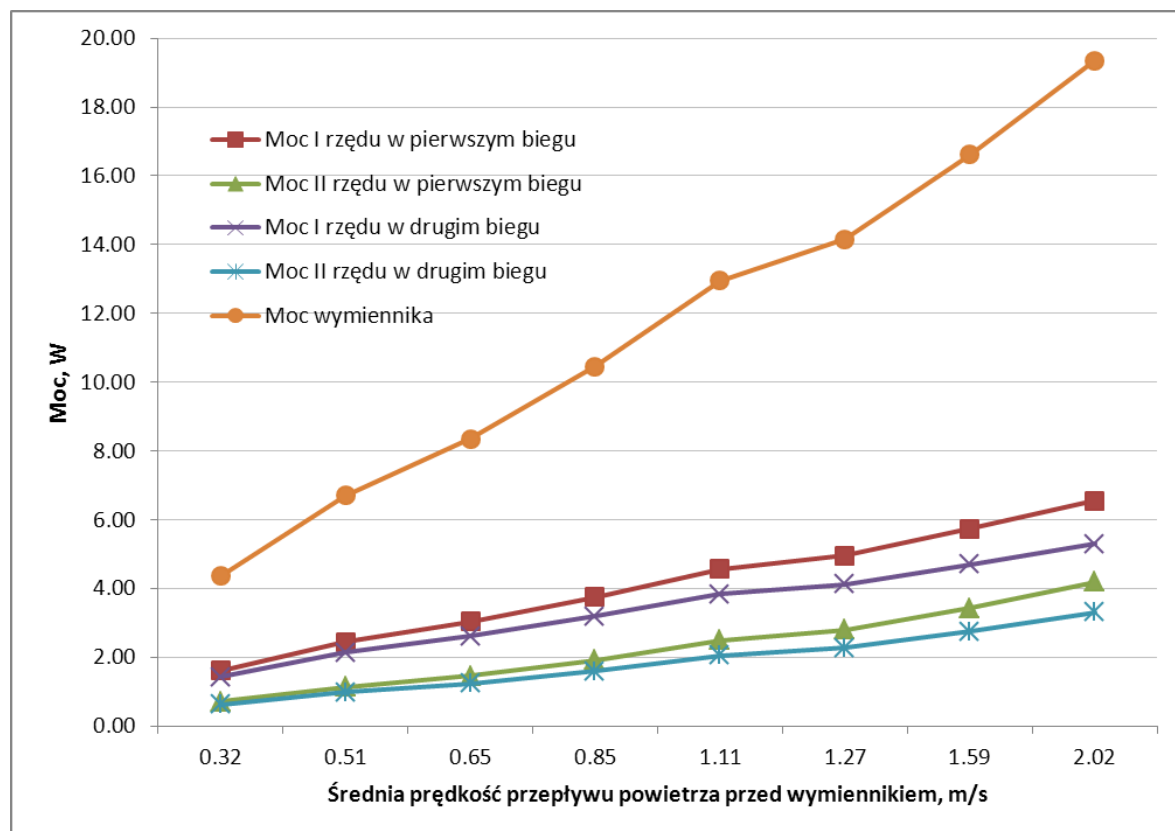
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	$^\circ\text{C}$	$^\circ\text{C}$	m/s	kW	kW
1	16,00	77,10	74,0	0,32	3,37	4,37
2	16,00	77,40	72,0	0,51	5,87	6,70
3	16,00	77,30	69,8	0,65	8,15	8,36
4	16,00	77,00	67,7	0,85	10,11	10,45
5	16,00	77,30	65,7	1,11	12,61	12,96
6	16,00	76,70	63,7	1,27	14,14	14,16
7	16,00	77,00	61,7	1,59	16,63	16,63
8	16,00	77,00	59,6	2,02	18,92	19,35



Rys. 12. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.

Tabela 8. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 16 \text{ l/min}$ i $T'_{am} = 4,6 \text{ }^\circ\text{C}$.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,32	1,61	0,71	1,42	0,62	4,37
2	0,51	2,45	1,14	2,13	0,98	6,70
3	0,65	3,03	1,47	2,61	1,24	8,36
4	0,85	3,74	1,92	3,19	1,60	10,45
5	1,11	4,57	2,49	3,84	2,05	12,96
6	1,27	4,96	2,80	4,13	2,28	14,16
7	1,59	5,73	3,43	4,71	2,76	16,63
8	2,02	6,56	4,19	5,29	3,31	19,35

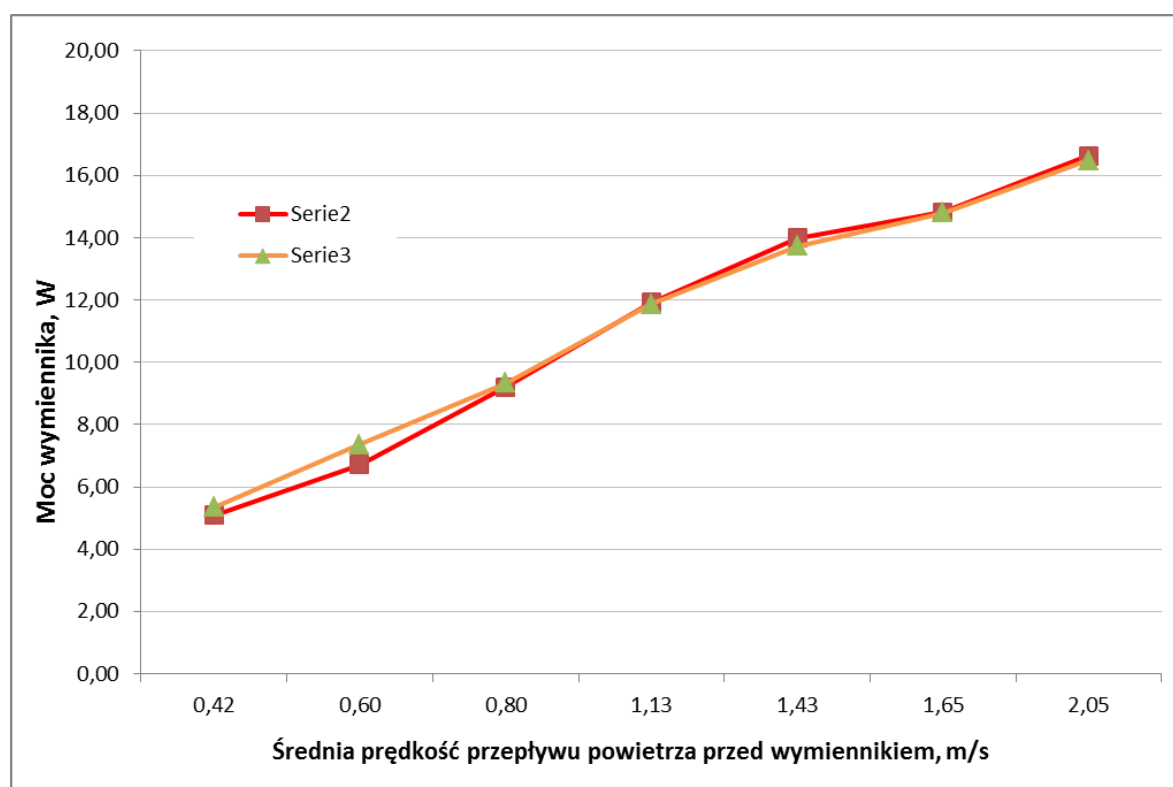


Rys. 13. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.

11.3. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 3

Tabela 9. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 12,1$ l/min i $T'_{am} = 6,7$ °C.

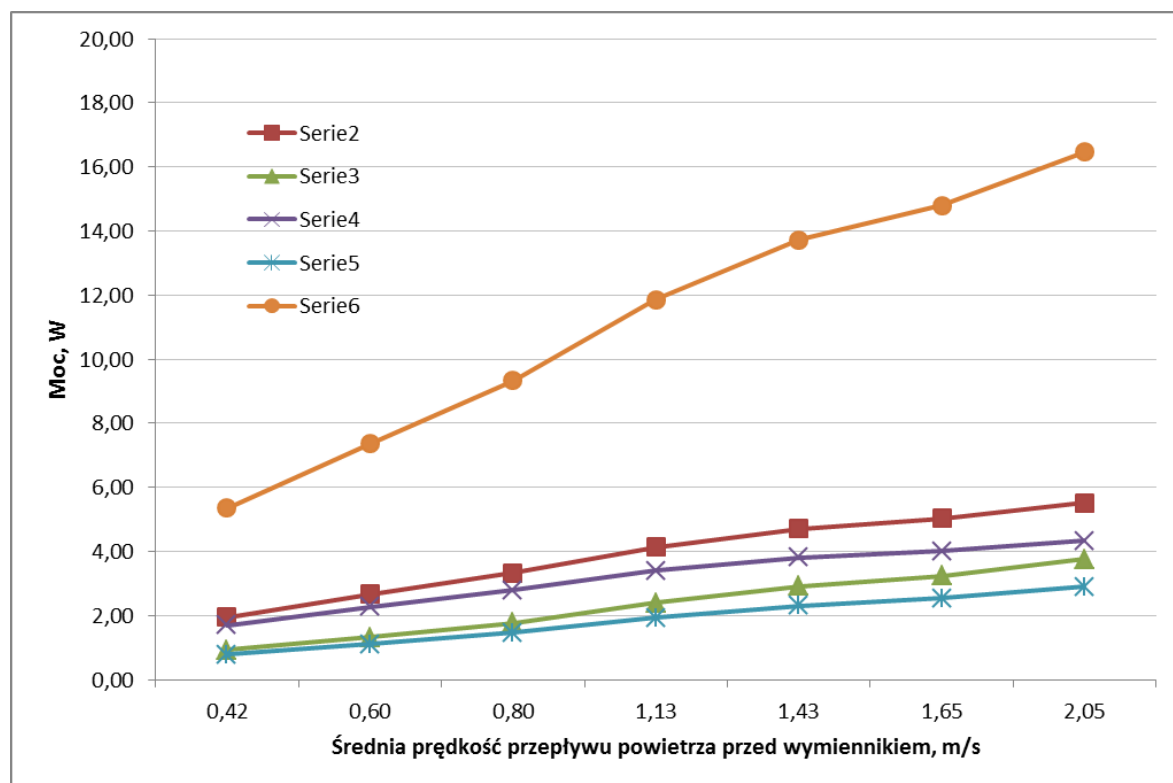
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	°C	°C	m/s	kW	kW
1	12,10	78,50	73,0	0,42	5,09	5,35
2	12,20	78,60	71,2	0,60	6,71	7,37
3	12,10	78,30	67,8	0,80	9,20	9,34
4	12,10	77,50	63,7	1,13	11,92	11,86
5	12,10	76,70	60,4	1,43	13,98	13,73
6	12,10	75,80	58,5	1,65	14,81	14,80
7	12,10	75,10	55,6	2,05	16,63	16,47



Rys. 14. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.

Tabela 10. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 12,1$ l/min i $T'_{am} = 6,7$ °C.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,42	1,95	0,92	1,69	0,78	5,35
2	0,60	2,66	1,32	2,27	1,11	7,37
3	0,80	3,32	1,77	2,79	1,46	9,34
4	1,13	4,14	2,40	3,40	1,93	11,86
5	1,43	4,71	2,91	3,81	2,30	13,73
6	1,65	5,02	3,23	4,01	2,53	14,80
7	2,05	5,50	3,76	4,32	2,89	16,47

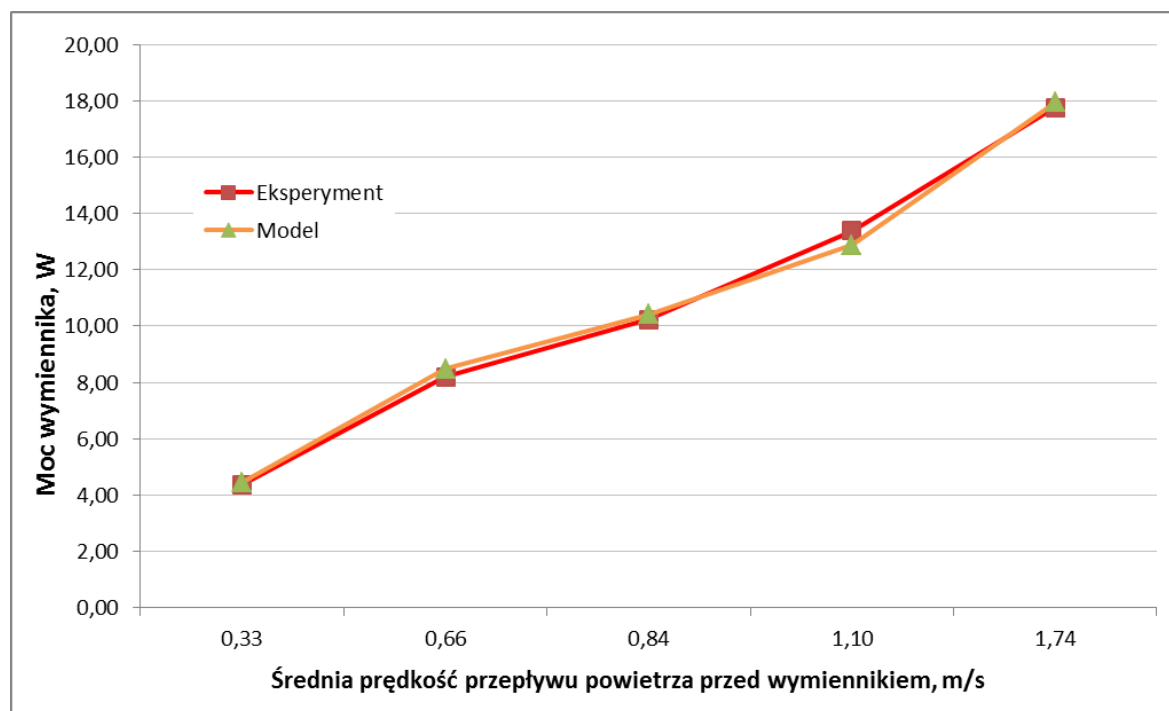


Rys. 15. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.

11.4. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 4

Tabela 11. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 20,1$ l/min i $T'_{am} = 6,7$ °C.

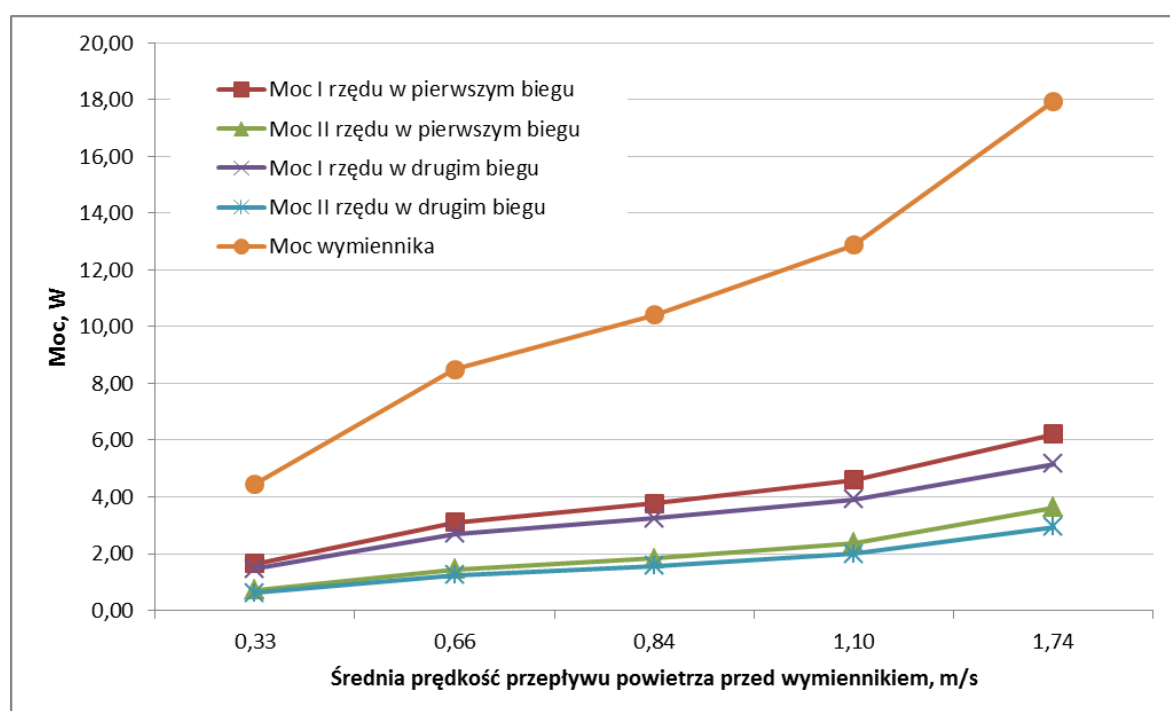
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	°C	°C	m/s	kW	kW
1	20,10	78,40	75,9	0,33	4,37	4,46
2	20,10	78,20	72,9	0,66	8,19	8,49
3	20,10	77,70	70,9	0,84	10,24	10,41
4	20,10	76,90	67,8	1,10	13,39	12,87
5	20,10	76,10	63,8	1,74	17,75	17,93



Rys. 16. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.

Tabela 12. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 20,1$ l/min i $T'_{am} = 6,7$ °C.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,33	1,65	0,72	1,46	0,63	4,46
2	0,66	3,10	1,45	2,70	1,24	8,49
3	0,84	3,77	1,84	3,25	1,56	10,41
4	1,10	4,59	2,38	3,91	1,99	12,87
5	1,74	6,21	3,62	5,16	2,94	17,93

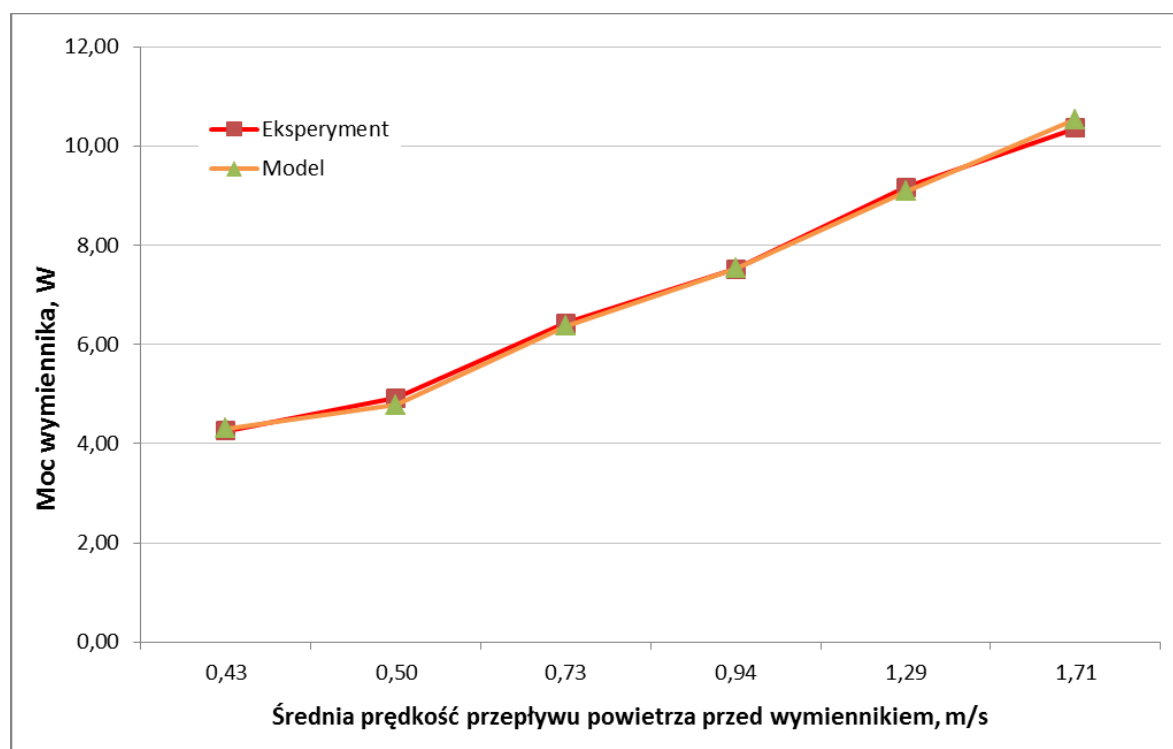


Rys. 17. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.

11.5. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 5

Tabela 13. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 8,0$ l/min i $T'_{am} = 16,8$ °C.

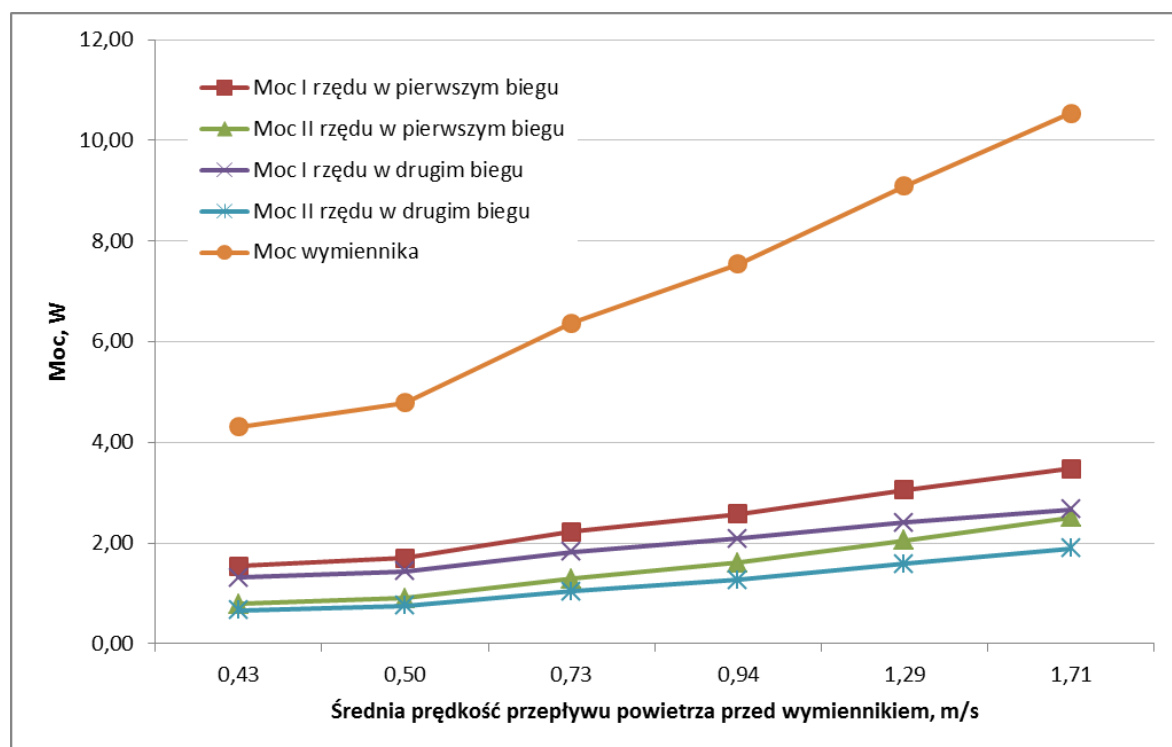
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	°C	°C	m/s	kW	kW
1	8,00	68,00	60,9	0,43	4,26	4,30
2	8,00	67,00	58,7	0,50	4,92	4,79
3	7,90	67,00	55,8	0,73	6,43	6,37
4	7,80	67,00	53,6	0,94	7,52	7,54
5	7,80	67,00	50,5	1,29	9,17	9,09
6	7,90	67,10	48,6	1,71	10,37	10,54



Rys. 18. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.

Tabela 14. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 8,0 \text{ l/min}$ i $T'_{am} = 16,8 \text{ }^\circ\text{C}$.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,43	1,54	0,79	1,31	0,66	4,30
2	0,50	1,70	0,90	1,44	0,75	4,79
3	0,73	2,22	1,29	1,83	1,04	6,37
4	0,94	2,58	1,60	2,09	1,27	7,54
5	1,29	3,05	2,06	2,40	1,58	9,09
6	1,71	3,48	2,51	2,67	1,89	10,54

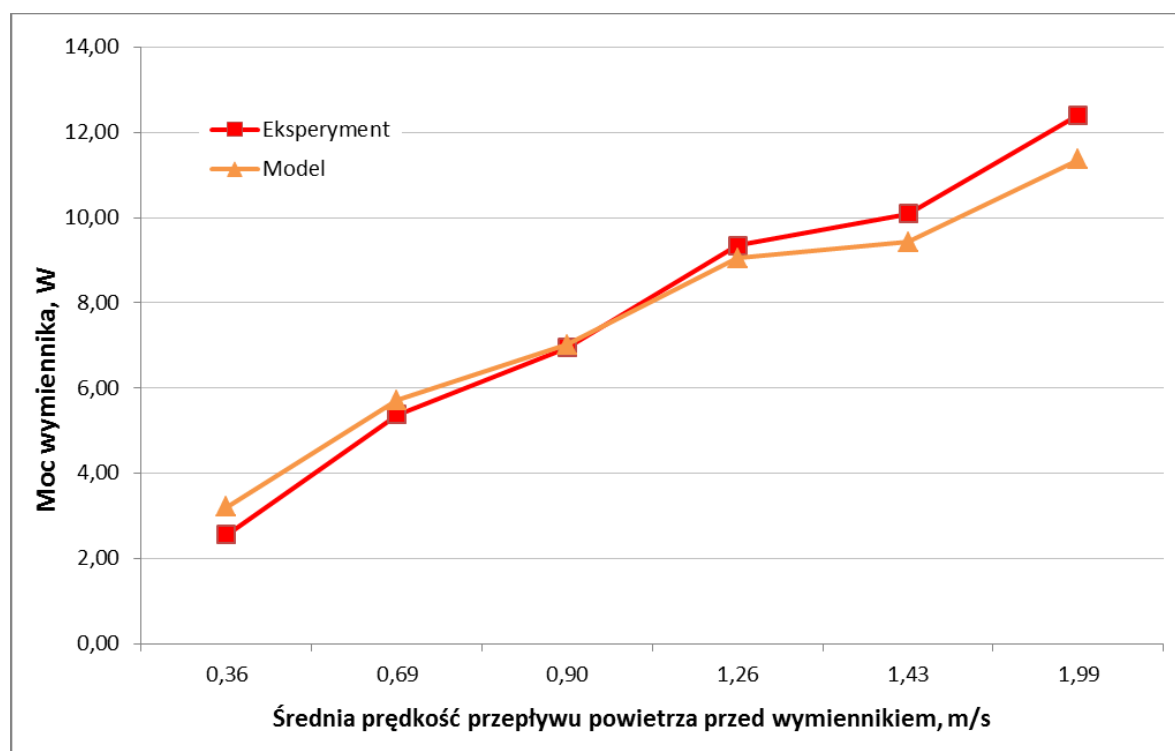


Rys. 19. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem

11.6. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 6

Tabela 15. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 12,0$ l/min i $T'_{am} = 16,8$ °C.

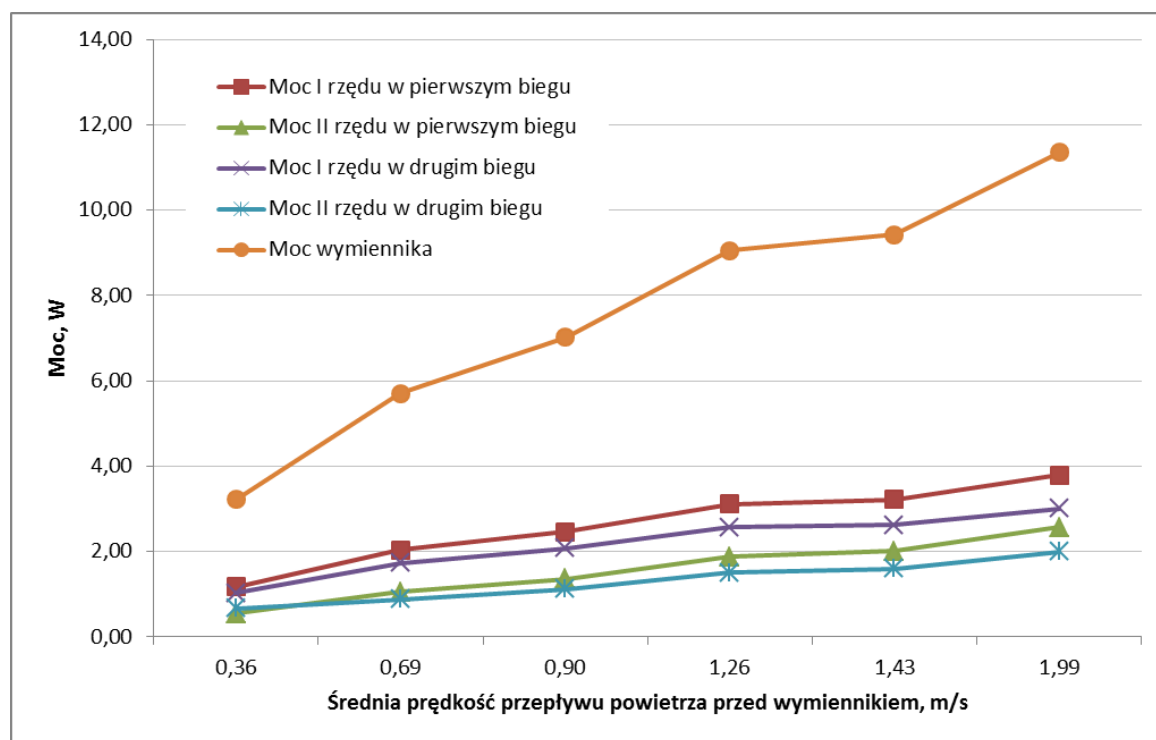
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	°C	°C	m/s	kW	kW
1	12,10	68,00	63,9	0,36	2,56	3,21
2	12,10	68,30	60,8	0,69	5,37	5,71
3	12,10	68,10	58,7	0,90	6,94	7,02
4	12,10	67,80	55,5	1,26	9,34	9,05
5	12,00	66,90	53,6	1,43	10,09	9,43
6	12,10	66,50	50,5	1,99	12,41	11,36



Rys. 20. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie

Tabela 16. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 12,0$ l/min i $T'_{am} = 16,8$ °C.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,36	1,17	0,55	1,02	0,66	3,21
2	0,69	2,04	1,06	1,73	0,88	5,71
3	0,90	2,47	1,36	2,07	1,12	7,02
4	1,26	3,12	1,87	2,56	1,50	9,05
5	1,43	3,21	2,00	2,62	1,60	9,43
6	1,99	3,78	2,57	3,01	2,00	11,36

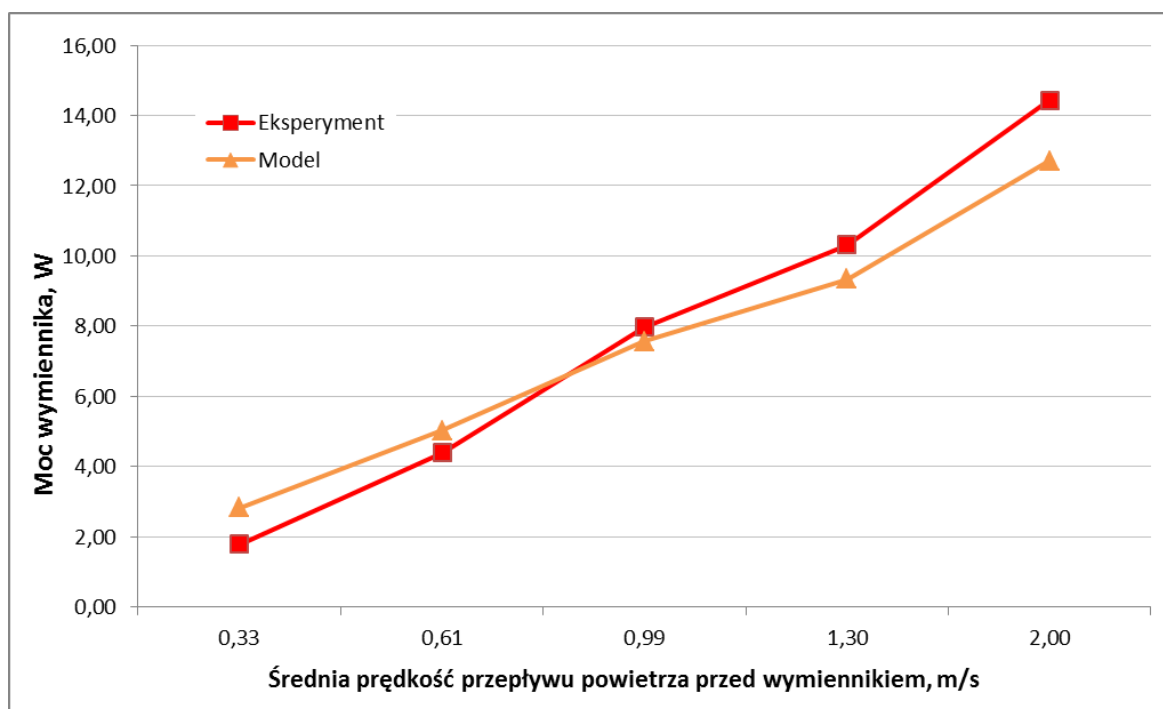


Rys. 21. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem

11.7. Wyniki pomiarów i obliczeń dla serii pomiarowej nr 7

Tabela 17. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 20,0$ l/min i $T'_{am} = 16,8$ °C.

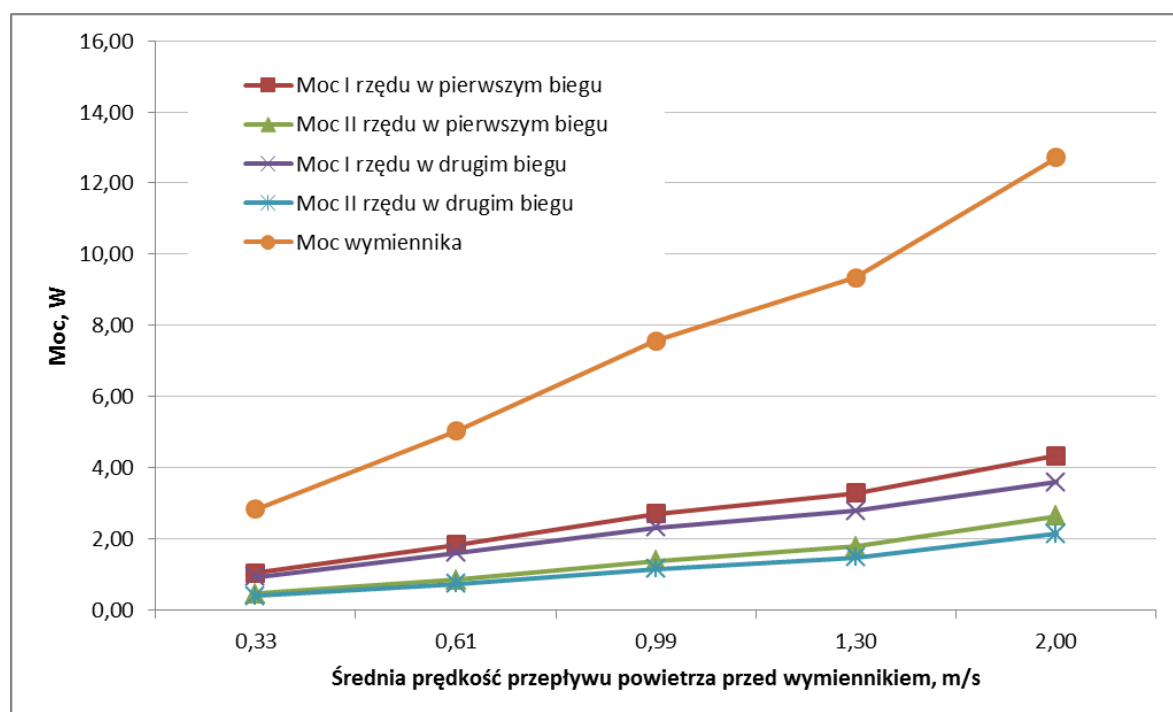
lp.	Strumień objętości wody	Temperatura wody na wlocie do wymiennika	Temperatura wody na wylocie z wymiennika	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc zmierzona	Moc wymiennika
	\dot{V}'_w	T'_w	T''_w	w_0	$\dot{Q}_{ch,e}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	l/min	°C	°C	m/s	kW	kW
1	20,10	67,90	65,6	0,33	1,79	2,83
2	20,10	67,90	63,7	0,61	4,40	5,03
3	20,10	67,30	60,5	0,99	7,97	7,56
4	20,10	67,00	58,5	1,30	10,31	9,34
5	20,10	67,00	55,5	2,00	14,43	12,71



Rys. 22. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.

Tabela 18. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $\dot{V}'_w = 20,0$ l/min i $T'_{am} = 16,8$ °C.

lp.	Średnia prędkość powietrza przed wymiennikiem	Moc I rzędu w pierwszym biegu	Moc II rzędu w pierwszym biegu	Moc I rzędu w drugim biegu	Moc II rzędu w drugim biegu	Moc Wymiennika
	w_0	$\dot{Q}_{1,1}$	$\dot{Q}_{1,2}$	$\dot{Q}_{2,1}$	$\dot{Q}_{2,2}$	$\dot{Q}_{ch,o}$
	m/s	W	W	W	W	W
1	0,33	1,05	0,46	0,93	0,40	2,83
2	0,61	1,84	0,85	1,61	0,73	5,03
3	0,99	2,70	1,37	2,33	1,16	7,56
4	1,30	3,29	1,78	2,79	1,48	9,34
5	2,00	4,34	2,63	3,60	2,14	12,71



Rys. 23. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.

12. Odwrotne ustalone zagadnienie wymiany ciepła w cyfrowej regulacji wylotowej temperatury czynnika w wymiennikach rurowych

Zadanie regulacji polega na doborze obrotów wentylatora n tak, aby przy zadanych temperaturach i strumieniach masy wody i powietrza na wlocie do wymiennika, temperatura wody na wylocie z wymiennika była równa temperaturze zadanej. Zadanie to jest możliwe do rozwiązania, gdyż liczba obrotów wentylatora (prędkość wlotowa powietrza do wymiennika) ma istotny wpływ na temperaturę wylotową wody. Podczas symulacji pracy w warunkach ustalonych do celów regulacji zastosowano model matematyczny wymiennika. Model ten opisany jest w rozdziale 9. Z badań eksperymentalnych oraz modelowania matematycznego wymiennika ciepła w warunkach niestabilnych [20] wynika, że stała czasowa badanej chłodnicy zawarta jest w przedziale od 7 do 20 sekund. Przy skokowej zmianie prędkości obrotowej wentylatora wymiennik osiąga stan ustalony po około pięciu stałych czasowych. Po tym okresie przyrost lub spadek temperatury na wylocie z wymiennika, w odniesieniu do temperatury wody przed zmianą skokową obrotów wentylatora, wynosi 99,3% maksymalnej zmiany temperatury, która występuje w stanie ustalonym, tj. dla nieskończenie długiego czasu. W trakcie eksperymentu obroty wentylatora dobierane były co 120 sekund. Po upływie 120 sekund od chwili zmiany obrotów wentylatora, wymiennik ciepła znajduje się już w stanie ustalonym i ponownie można dobrać obroty wentylatora, tak aby temperatura obliczona wody na wylocie z wymiennika była równa temperaturze zmierzonej. Mierzone wartości temperatury wody oraz prędkości powietrza i strumienia objętości wody na wlocie do wymiennika obarczone są przypadkowymi błędami pomiaru. Do ich częściowego wyeliminowania zastosowany został ruchomy, siedmio-punktowy filtr cyfrowy [21]:

$$y_i = y(t_i) = \frac{(-2 f_{i-3} + 3 f_{i-2} + 6 f_{i-1} + 7 f_i + 6 f_{i+1} + 3 f_{i+2} - 2 f_{i+3})}{21}, \quad (91)$$

gdzie symbole f_{i-3}, \dots, f_{i+3} oznaczają wielkości mierzone w kolejnych siedmiu punktach czasowych.

Punkty pomiarowe o numerach: $i-3, i-2, i-1$ znajdują się po lewej stronie punktu i , a punkty $i+1, i+2, i+3$ po prawej stronie punktu i . Odległość między dwoma sąsiednimi punktami (krok czasowy) wynosi Δt . W przypadku badanego wymiennika przyjęto $\Delta t = 10$ sekund.

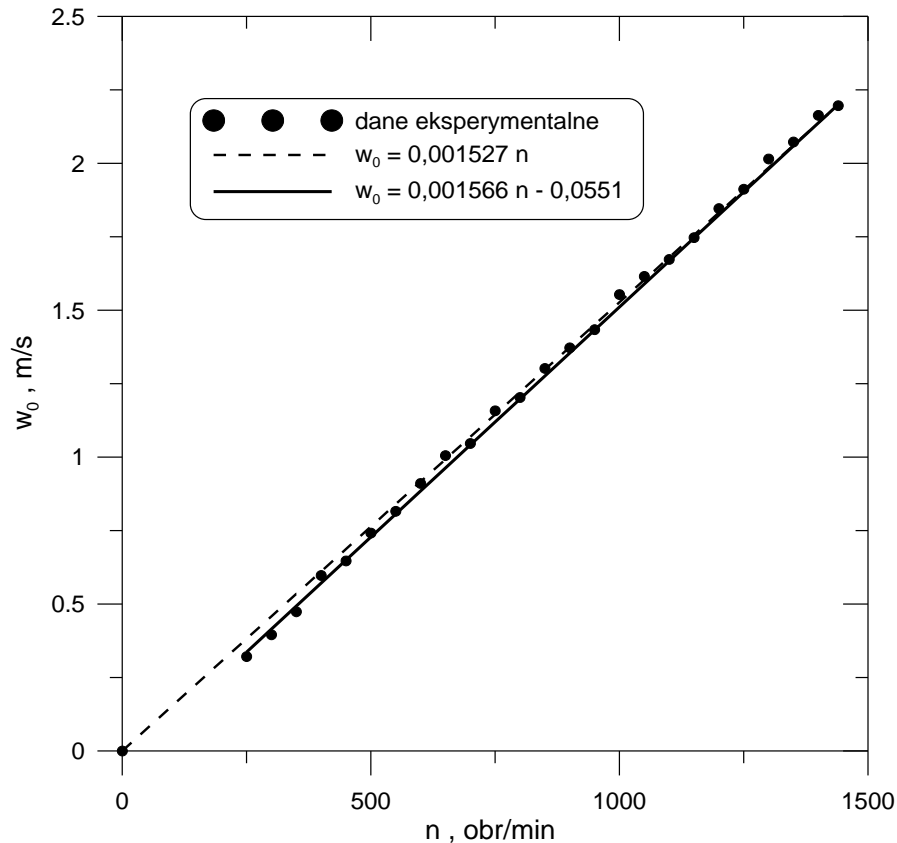
12.1. Ocena wpływu liczby obrotów wentylatora na temperaturę wylotową czynnika przepływającego wewnątrz rur i strumień ciepła wymieniany między czynnikami

Zmiana prędkości przepływu powietrza przed wymiennikiem w_0 odbywa się za pomocą zmiany liczby obrotów wentylatora n przy użyciu falownika. Zależność średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem od liczby obrotów wentylatora n

wyznaczono eksperymentalnie (Rys. 24), a następnie otrzymane dane pomiarowe aproksymowano za pomocą następującej funkcji:

$$w_0 = 0,001566 \cdot n - 0,0551, \quad 250 \leq n \leq 1440, \quad (92)$$

gdzie w_0 w m/s, a n w obr/min.



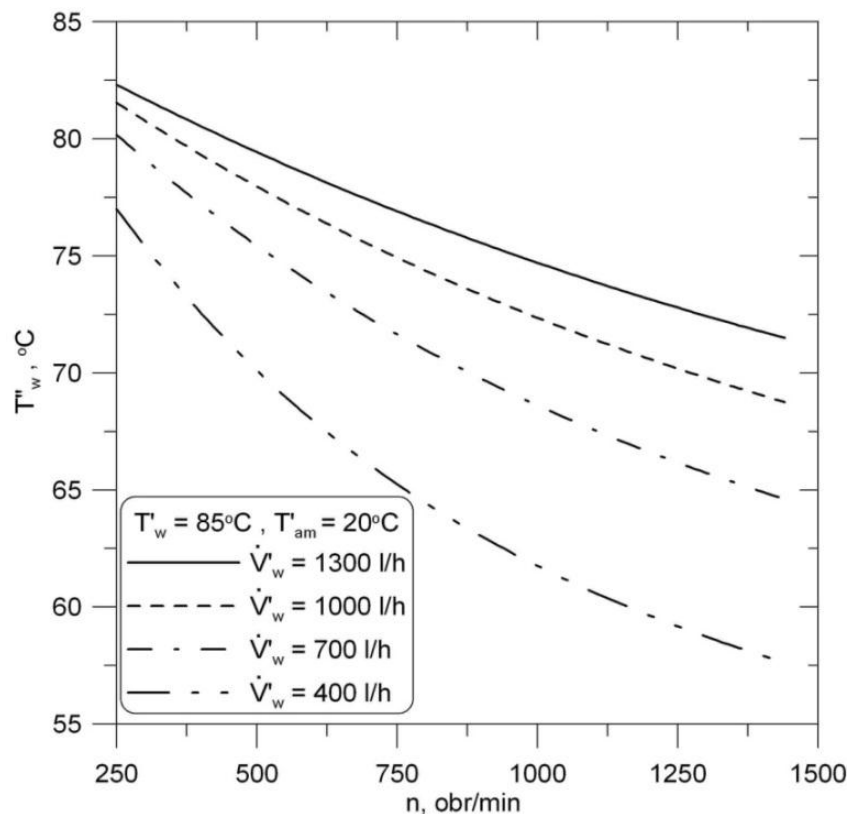
Rys. 24. Średnia prędkość powietrza w_0 przed wymiennikiem w funkcji prędkości obrotowej wentylatora n .

Zależność $w_0(n)$ można wyrazić również za pomocą funkcji $w_0 = 0,001527 \cdot n$ spełniającej warunek: $w_0 = 0$ dla $n = 0$. Do dalszych obliczeń przyjęto zależność (92).

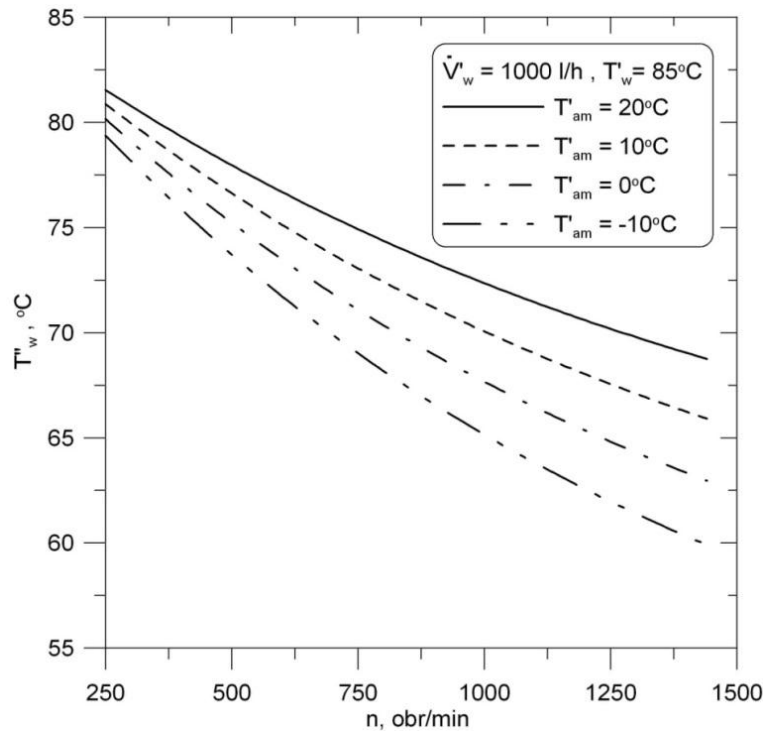
Wykorzystując przedstawiony w rozdziale 9 numeryczny model matematyczny wymiennika przeanalizowany zostanie wpływ liczby obrotów wentylatora n na temperaturę wody T_w'' na wylocie z wymiennika przy różnych strumieniach objętości wody \dot{V}_w' oraz przy różnych temperaturach wlotowych powietrza T_{am}' i wody T_w' . Do obliczeń współczynników wnikania ciepła po stronie powietrza i wody zastosowano korelacje (80)-(81) na liczby Nusselta, które zostały wyznaczone na drodze doświadczalnej.

Liczby Nu_a i Re_a obliczane są dla zastępczej średnicy hydraulicznej d_h po stronie powietrza. W liczbie Reynoldsa Re_a uwzględniana jest maksymalna prędkość przepływu powietrza występująca w najmniejszym przekroju poprzecznym między rurami. Symbol d_z oznacza zastępczą średnicę hydrauliczną rury owalnej od strony wody, a symbol L_{ch} oznacza długość rury w wymienniku. Współczynnik strat ciśnienia ξ spowodowanych tarcieniem przy przepływie wody wewnątrz rury owalnej obliczany jest jak dla rur o przekroju kołowym o średnicy d_z . Wraz ze wzrostem liczby obrotów wentylatora n

wzrasta prędkość przepływu powietrza w_0 oraz liczba Reynoldsa Re_a , a zatem wzrasta także współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza α_a . Na rysunkach 25 i 26 przedstawiony został wpływ liczby obrotów wentylatora n na temperaturę wody na wylocie z wymiennika T_w'' przy różnych strumieniach objętościowych przepływu wody \dot{V}_w' i różnych temperaturach powietrza T_{am}' na wlocie do wymiennika. z analizy wyników przedstawionych na rysunkach 25 i 26 wynika, że temperatura na wylocie z wymiennika T_w'' jest wyższa dla większych strumieni objętości wody \dot{V}_w' . Jeżeli temperatura powietrza na wlocie do wymiennika ciepła T_{am}' obniża się, to temperatura wylotowa wody T_w'' również spada (Rys. 26).

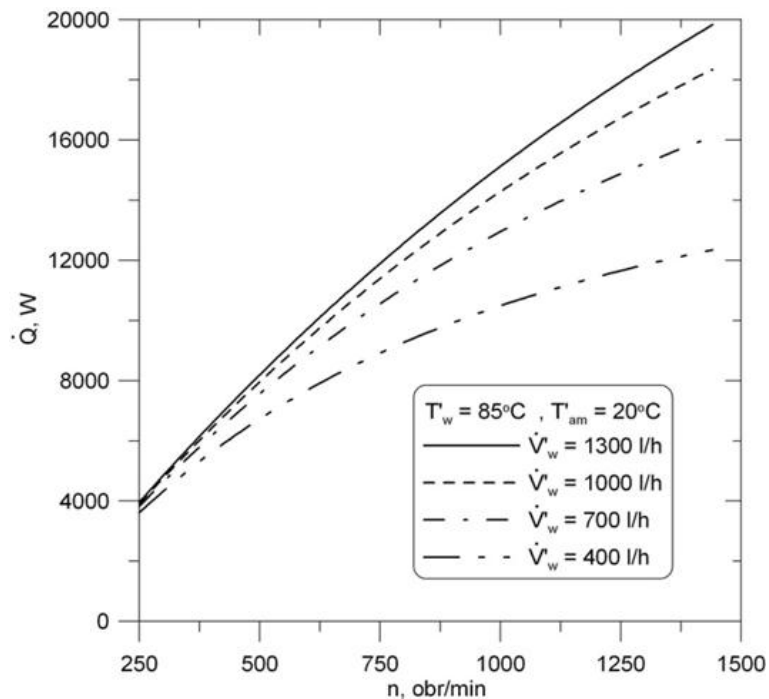


Rys. 25. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na temperaturę wody na wylocie z wymiennika T_w'' dla różnych strumieni objętości wody \dot{V}_w' na wlocie do wymiennika.

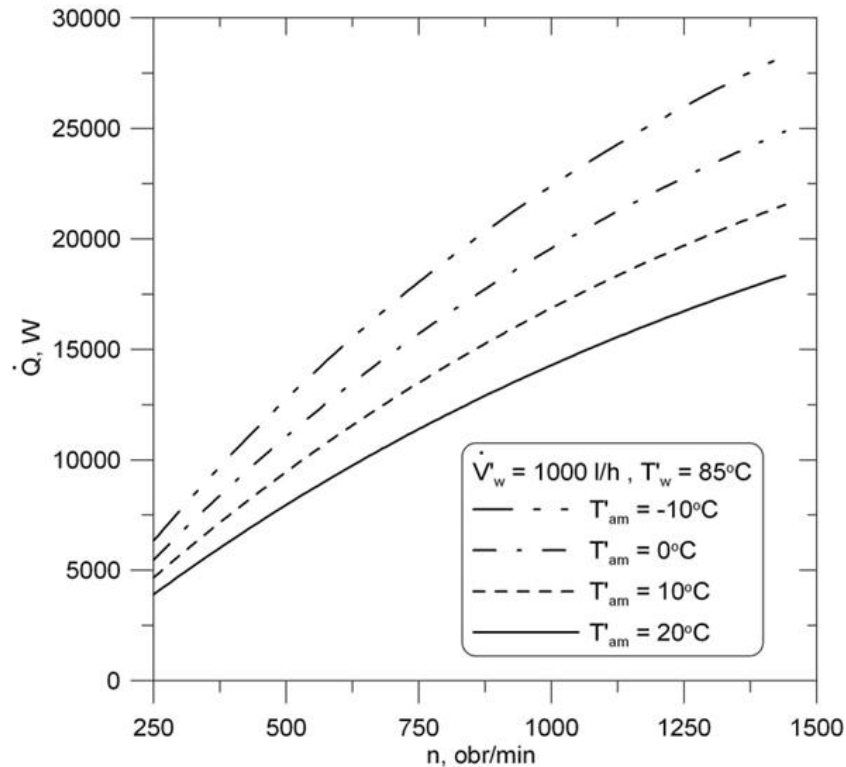


Rys. 26. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na temperaturę wody na wylocie z wymiennika T''_w dla różnych temperatur powietrza T'_am na wlocie do wymiennika.

Z analizy wyników przedstawionych na rysunkach 27 i 28 wynika, że strumień ciepła \dot{Q}_w zwiększa się wraz ze wzrostem prędkości obrotowej wentylatora. Moc wymiennika jest tym większa im większy jest strumień objętości płynu \dot{V}'_w (Rys. 27) i im niższa jest temperatura powietrza na wlocie do wymiennika (Rys. 28).



Rys. 27. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na strumień ciepła \dot{Q} przekazywany od wody do powietrza dla różnych strumieni objętości wody \dot{V}'_w na wlocie do wymiennika



Rys. 28. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na strumień ciepła \dot{Q}_w przekazywany od wody do powietrza dla różnych strumieni objętości wody \dot{V}'_w na wlocie do wymiennika.

Z przeprowadzonych obliczeń, których wyniki przedstawione są na rysunkach 25-28, jak również z badań eksperymentalnych wynika, że liczba obrotów wentylatora bardzo silnie wpływa na temperaturę wody na wylocie z wymiennika. Poprzez zmianę liczby obrotów wentylatora można sterować temperaturą wylotową wody.

12.2. Rozwiązanie ustalonego zagadnienia odwrotnego

Zadanie odwrotne polega na wyznaczeniu liczby obrotów wentylatora n , przy której temperatura wody na wylocie z wymiennika $T''_{w,o}(n)$ ma z góry zadaną wartość $T''_{w,zad}$. Liczba obrotów n jest rozwiązaniem następującego równania algebraicznego [22-23]:

$$T''_{w,o}(n) - T''_{w,zad} = 0. \quad (93)$$

Równanie (93) jest nieliniowe z uwagi na funkcję $T''_{w,o}(n)$. Liczba obrotów n wpływa na prędkość powietrza w_0 przed wymiennikiem zgodnie ze wzorem (92), jednakże współczynnik wnikania ciepła od strony powietrza α_a jest nieliniową funkcją prędkości w_0 . Ponadto temperatura wody na wylocie jest nieliniową funkcją współczynnika wnikania ciepła od strony powietrza α_a . Warunek (93) oznacza równocześnie, że przy zadanej temperaturze wlotowej T'_w i zadanym strumieniu objętości wody \dot{V}'_w na wlocie do wymiennika moc cieplna wymiennika \dot{Q}_{ch} jest z góry zadana.

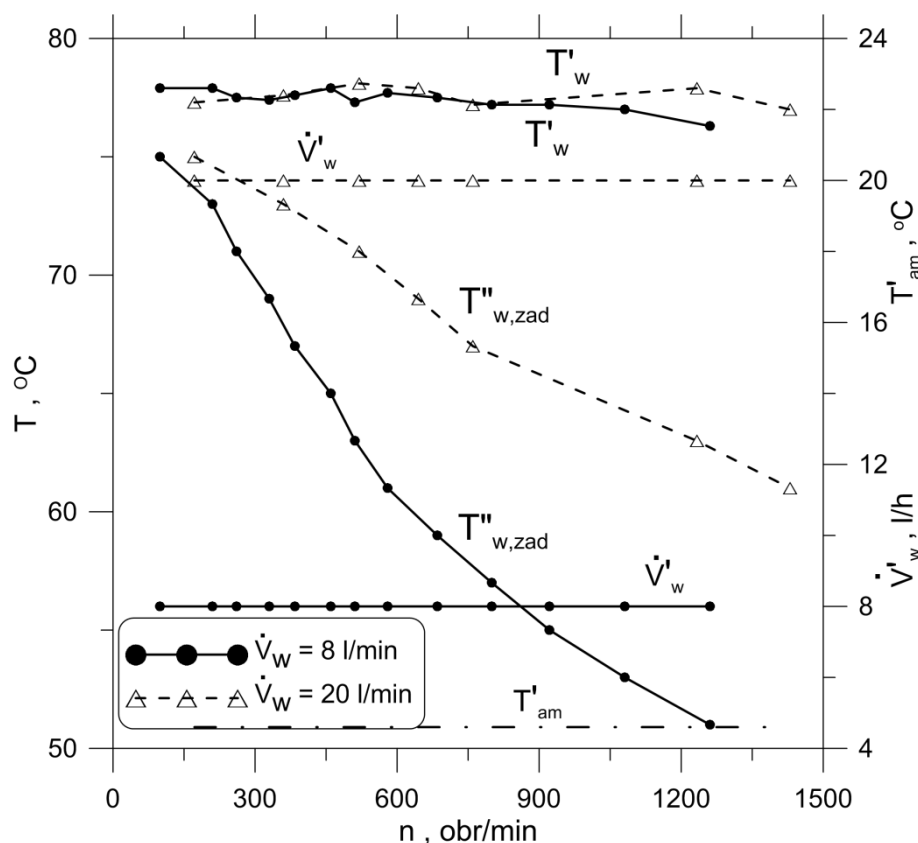
Liczba obrotów wentylatora n może zmieniać się w zakresie od 250 do 1440 obr/min. Równanie (93) rozwiązano metodą przeszukiwania przedziału [250, 1440] z krokiem $\Delta n = 0,1$ obr/min. Do wyznaczania temperatury wody $T''_{w,o}(n)$ na wylocie z wymiennika występującej w równaniu (93) zastosowano model numeryczny przedstawiony w rozdziale 9. Liczby obrotów wentylatora n wyznaczone z równania (93) porównano z wartościami zmierzonymi (Tabela 19). Z analizy wyników przedstawionych w tabeli 19 widać, że zgodność wyników obliczeń i pomiarów jest bardzo dobra.

Tabela 19. Porównanie wyników pomiarów i obliczeń.

Wartości zmierzone								Rozwiązanie równania (93)			
Lp.	n	w_o	\dot{V}'_w	T'_{am}	T'_w	T''_w	T''_{am}	n	w_o	\dot{Q}_{ch}	T''_{am}
	$\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	m/s	l/h	°C	°C	°C	°C	$\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	m/s	W	°C
1	367,2	0,52	369,22	10,7	85,66	71,69	61,73	350,4	0,49	5821,4	61,79
2	463,0	0,67	366,43	10,7	86,19	68,70	57,85	452,2	0,65	7229,5	58,66
3	565,2	0,83	367,27	10,7	85,37	65,48	55,14	548,5	0,80	8241,2	55,12
4	661,0	0,98	356,35	10,7	85,87	62,71	52,73	662,0	0,98	9305,3	51,78
5	769,5	1,15	355,58	10,7	85,81	60,51	49,91	768,3	1,15	10141,5	48,98
6	1382,6	2,11	350,59	10,7	85,70	52,38	38,17	1398,3	2,13	13160,2	37,42
7	648,2	0,96	551,51	0,73	85,44	65,11	56,10	686,9	1,02	12649,0	52,55
8	648,2	0,96	652,16	1,75	84,39	67,47	58,17	658,1	0,98	12459,0	55,35
9	399,2	0,57	734,55	11,75	85,82	77,15	66,05	396,8	0,57	7190,0	66,95
10	712,1	1,06	734,18	11,27	87,30	72,25	63,06	724,7	1,08	12458,3	61,35
11	807,9	1,21	735,22	10,54	83,97	67,78	57,12	844,3	1,27	13442,1	56,47
12	961,1	1,45	736,38	10,49	87,64	68,67	56,81	977,6	1,48	15741,0	56,67
13	1063,3	1,61	736,93	10,47	82,63	63,98	50,95	1075,8	1,63	15528,3	51,73
14	1159,1	1,76	736,33	10,41	83,36	63,57	49,79	1158,5	1,76	16455,7	50,90
15	1382,6	2,11	734,91	11,04	85,10	63,00	47,37	1353,5	2,06	18320,5	49,54
16	1395,4	2,13	734,13	11,04	83,09	61,64	46,20	1360,0	2,07	17782,3	48,23

Wartości zmierzone								Rozwiązanie równania (93)			
Lp.	n	w_0	\dot{V}'_w	T'_{am}	T'_w	T''_w	T''_{am}	n	w_0	\dot{Q}_{ch}	T''_{am}
	$\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	m/s	l/h	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{C}$	$\frac{\text{obr}}{\text{min}}$	m/s	W	$^{\circ}\text{C}$
17	367,2	0,52	1261,22	1,60	81,51	76,06	67,43	365,6	0,52	7779,0	64,64
18	590,7	0,87	1264,03	0,52	79,49	70,92	62,94	591,4	0,87	12268,2	59,36
19	1165,5	1,77	1256,58	12,41	79,72	67,35	54,54	1159,9	1,76	17595,9	55,95
20	1388,0	2,12	1271,63	13,81	78,15	65,17	50,77	1352,1	2,06	18698,5	53,52
21	1389,0	2,12	1268,65	12,63	78,92	65,49	50,89	1348,6	2,06	19293,6	53,55

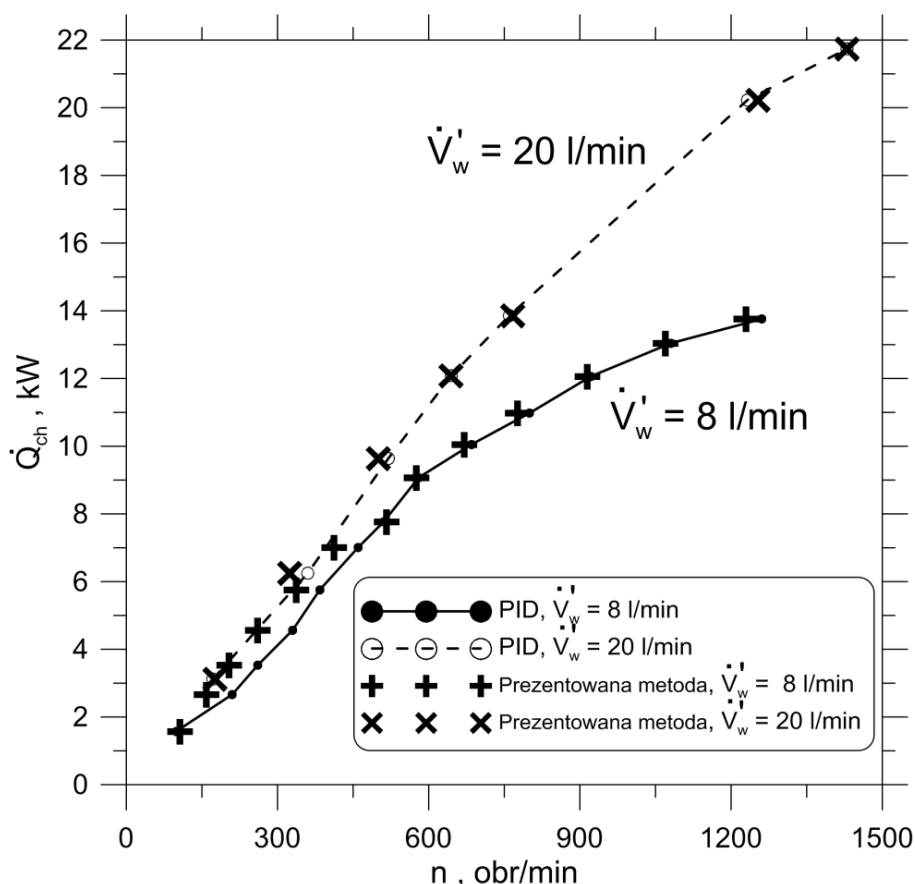
Wyniki pomiarów wymiennika ciepła dla dwóch objętościowych strumieni przepływu wody na wlocie do wymiennika: $\dot{V}'_w = 8 \text{ l/min}$ i $\dot{V}'_w = 20 \text{ l/min}$ przedstawiono na rysunku 29.



Rys. 29. Wyniki pomiarów wymiennika ciepła dla dwóch objętościowych strumieni przepływu wody na wlocie do wymiennika: $\dot{V}'_w = 8 \text{ l/min}$ i $\dot{V}'_w = 20 \text{ l/min}$.

Temperatura wody na wylocie z wymiennika $T''_{w,zad}$ była zadawana. Regulator PID LUMEL RE3 dobierał częstotliwość prądu zasilającego wentylator, a tym samym obroty wentylatora tak, aby temperatura wody na wylocie z wymiennika była równa wartości

zadanej $T''_{w,zad}$. Liczbę obrotów wentylatora wyznaczano również za pomocą zaproponowanej metody. Z rozwiązania nieliniowego równania algebraicznego (93) określono liczbę obrotów n , przy której temperatura obliczona wody $T''_{w,o}$ na wylocie z wymiennika jest równa tej samej temperaturze $T''_{w,zad}$. Porównanie mocy wymiennika ciepła \dot{Q}_{ch} w funkcji liczby obrotów wentylatora n ustalonej przez regulator PID oraz funkcji liczby obrotów n wyznaczonej z rozwiązania równania (93) dla tej samej zadanej temperatury wody na wylocie z wymiennika $T''_{w,zad}$ przedstawiono na rysunku 30.



Rys. 30. Moc wymiennika ciepła \dot{Q}_{ch} w funkcji liczby obrotów wentylatora n ustalonej przez regulator PID oraz funkcji liczby obrotów n wyznaczonej z rozwiązania równania (93) dla tej samej zadanej temperatury wody na wylocie z wymiennika $T''_{w,zad}$.

Zgodność otrzymanych wyników jest bardzo dobra, szczególnie dla większych wartości liczby obrotów wentylatora. Dla mniejszych wartości prędkości obrotowej wentylatora, tj. mniejszej prędkości przepływu powietrza przed wymiennikiem różnice między mocą cieplną wymiennika przy liczbie obrotów ustalonej za pomocą regulatora PID i mocą wymiennika przy liczbie obrotów wyznaczonej za pomocą prezentowanej metody są nieco większe. Wynika to z mniejszej dokładności modelu matematycznego wymiennika, która z kolei jest skutkiem mniejszej dokładności korelacji na liczbę Nusselta od strony powietrza. Przy małych prędkościach przepływu powietrza różnice prędkości w przekroju kanału przed i za wymiennikiem są większe. Błędy pomiaru małych prędkości przepływu powietrza są również większe. Czynniki te wpływają na mniejsza

dokładność modelu matematycznego wymiennika w zakresie małych prędkości przepływu powietrza.

13. Cyfrowy regulator PID do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika

Zbudowany został układ regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika przy zastosowaniu regulatora cyfrowego PID. Regulatory PID są najczęściej stosowanymi regulatorami w praktyce przemysłowej [11-18].

Równanie regulatora PID ma następującą postać:

$$u(t) = \bar{u} + K_p \left[e(t) + \frac{1}{\tau_i} \int e(t) dt + \tau_d \frac{de(t)}{dt} \right]. \quad (94)$$

Równanie regulatora PID może być zapisane również w postaci:

$$u(t) = \bar{u} + K_p \left[e(t) + K_i \int_0^t e(t) dt + K_d \frac{de(t)}{dt} \right], \quad (95)$$

gdzie:

$u(t)$ – wyjście z regulatora,

t – czas,

\bar{u} - wartość średnia wyjścia,

K_p - wzmacnienie regulatora PID,

$e(t)$ - różnica między wartością zadaną i zmierzoną,

K_i – wzmacnienie części całkującej,

K_d – wzmacnienie części różniczkującej,

τ_i - czas całkowania,

τ_d - czas różniczkowania.

Ostatnie równanie można zapisać w postaci dyskretniej. Całka w równaniu regulatora obliczona zostanie w sposób przybliżony za pomocą metody prostokątów, a pochodna przybliżona zostanie ilorazem różnicowym wstecz. Najpierw wyznaczone zostaną wartości sygnału wyjściowego u_k dla czasu t_k i u_{k-1} dla czasu t_{k-1} :

$$u_k = \bar{u} + K_p \left(e_k + K_i \Delta t \sum_{i=1}^k e_i + K_d \frac{e_k - e_{k-1}}{\Delta t} \right), \quad k = 1, 2, \dots \quad (96)$$

$$u_{k-1} = \bar{u} + K_p \left(e_{k-1} + K_i \Delta t \sum_{i=1}^{k-1} e_i + K_d \frac{e_{k-1} - e_{k-2}}{\Delta t} \right), \quad (97)$$

gdzie: $u_k=u(t_k)$, $e_k=e(t_k)$, $t_k=k\Delta t$, $k=1,2,\dots$

Po odjęciu stronami równania (97) od (96) otrzymuje się:

$$u_k - u_{k-1} = K_p \left(e_k - e_{k-1} + K_i \Delta t e_k + K_d \frac{e_k - 2e_{k-1} + e_{k-2}}{\Delta t} \right), \quad (98)$$

z którego po przekształceniach mamy:

$$u_k = u_{k-1} + K_p \left(e_k - e_{k-1} + K_i \Delta t e_k + K_d \frac{e_k - 2e_{k-1} + e_{k-2}}{\Delta t} \right), \quad k = 1, 2, \dots \quad (99)$$

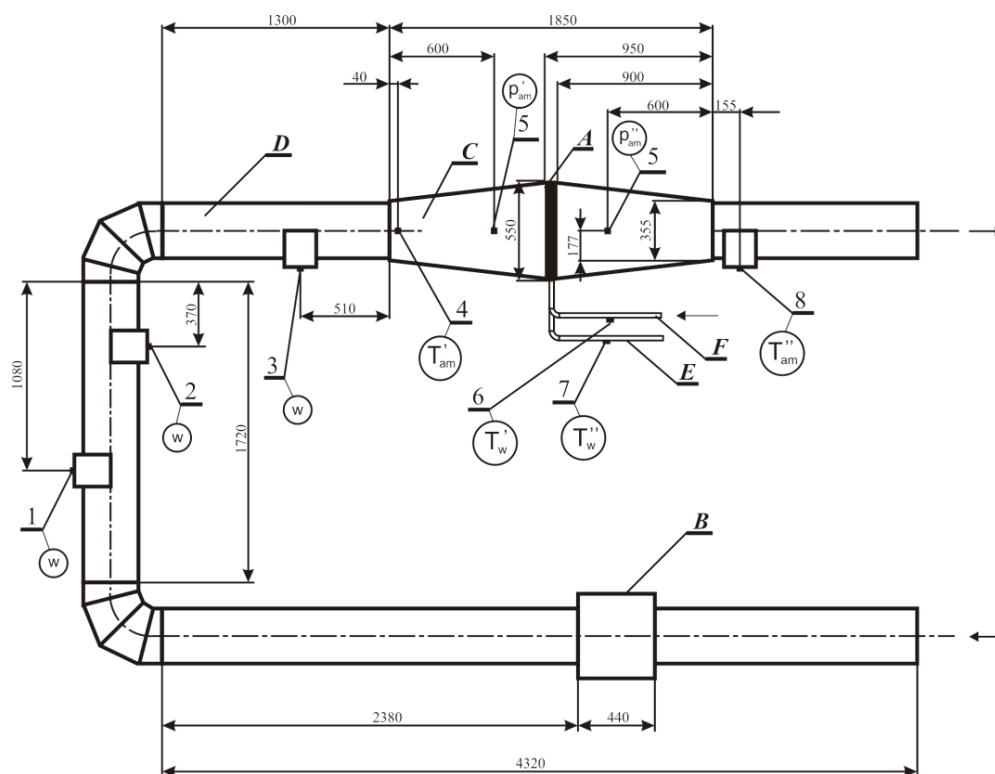
Równanie (99) stanowi podstawę działania cyfrowego regulatora PID.

14. Opis stanowiska badawczego

Schemat stanowiska do badań ciepło-przepływowych wymiennika przedstawiono na rysunku 31.

Stanowisko pomiarowe składa się z:

- dwóch kotłów: elektrycznego i gazowego,
- dwóch zasobników gorącej wody zasilającej chłodnicę po 800 litrów każdy (jeden rezerwowy),
- chłodnicy samochodowej do silnika iskrowego o pojemności skokowej 1,6 l zainstalowanej w kanale powietrznym,
- wentylatora powietrza podłączonego do szafki sterowniczej (z falownikiem SIEMENS Micromaster Vector),
- komputera z zainstalowanym programem do akwizycji danych.



Rys. 31. Schemat obiegu powietrznego z zaznaczonymi punktami pomiarowymi;

-elementy stanowiska:

A - krzyżowo-prądowy lamelowy wymiennik ciepła,

B – wentylator osiowy KD 355 XL (3-fazowy),

C – komora zawierająca wymiennik ciepła,

D – rura o średnicy zewnętrznej $\varnothing 313$ (grubość ścianki 1 mm),

E - przewód odprowadzający wodę z chłodnicy,

F - przewód doprowadzający wodę do chłodnicy,

- punkty pomiarowe:

1 - pomiar prędkości średniej i maksymalnej za pomocą rurki Prandtla,

2 - pomiar prędkości średniej i maksymalnej za pomocą anemometru skrzydełkowego z głowicą o średnicy $d_z = 11$ mm,

3 - pomiar prędkości średniej i maksymalnej za pomocą anemometru skrzydełkowego z głowicą o średnicy $d_z = 80$ mm,

4 - pomiar temperatury powietrza przed chłodnicą,

5 - pomiar spadku ciśnienia na chłodnicy,

6 - pomiar temperatury wody na wlocie do chłodnicy,

7 - pomiar temperatury wody na wylocie z chłodnicy,

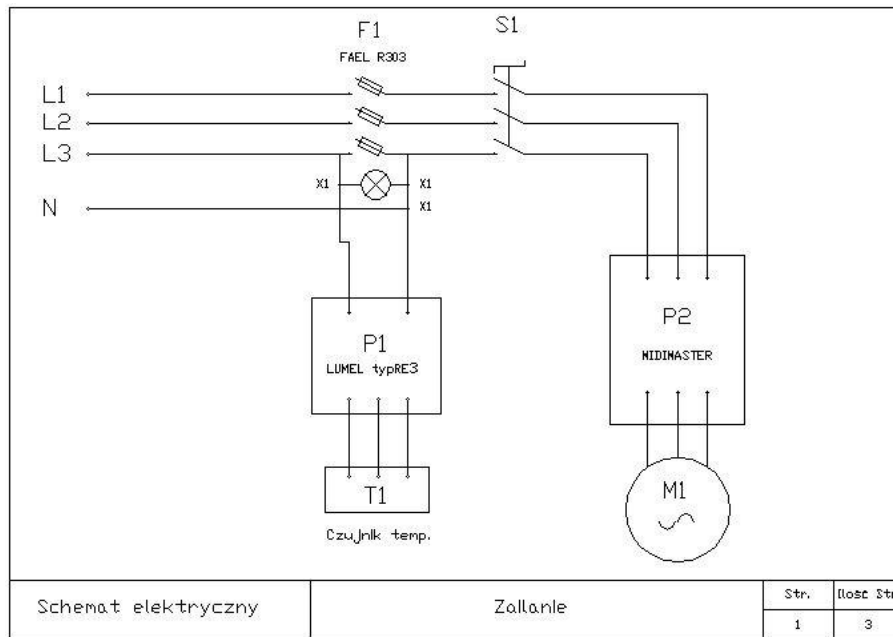
8 - pomiar temperatury powietrza za chłodnicą.

Wymiennik A usytuowany jest w kanale aerodynamicznym typu otwartego (Rys. 31). Powietrze zasysane jest do kanału z zewnątrz za pomocą wentylatora B i po podgrzaniu w wymienniku odprowadzane na zewnątrz budynku. Zmiana prędkości przepływu powietrza przed wymiennikiem w_0 odbywa się za pomocą zmiany liczby obrotów wentylatora n przy użyciu falownika.

Na stanowisku zainstalowano dwa układy do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą zmiany prędkości obrotowej wentylatora wymuszającego przepływ powietrza. Pierwszy układ bazuje na modelu matematycznym wymiennika przedstawionym w rozdziale 9. W drugim układzie zastosowano regulację temperatury wody za pomocą cyfrowego regulatora PID. Przeprowadzono badania

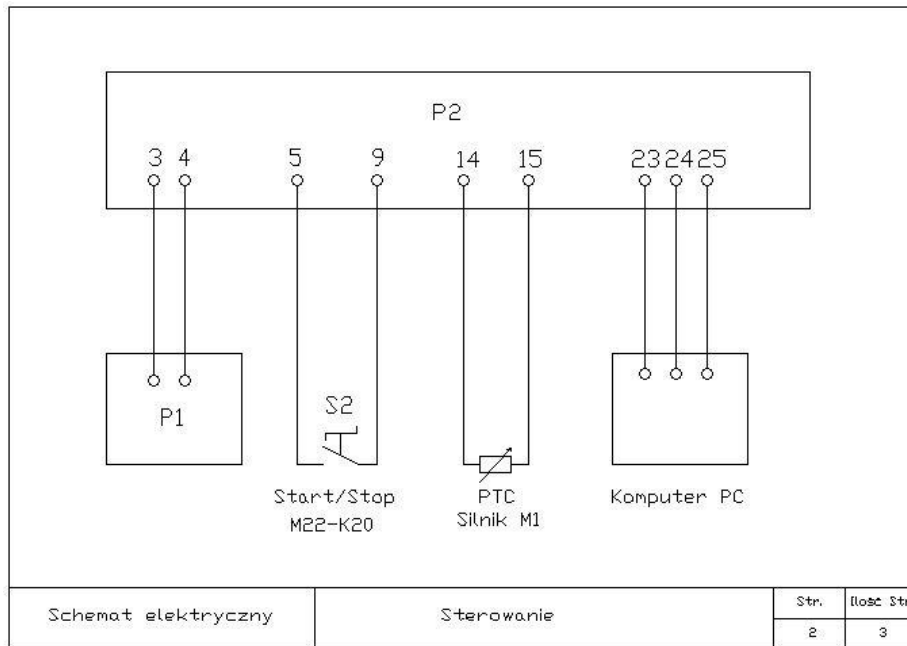
regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą obydwu układów oraz porównano uzyskane wyniki. Testowane były dwa regulatory PID: regulator P1 – Lumel RE3 firmy Lumel (Rys. 32) oraz własny układ regulacji cyfrowej PID przy zastosowaniu komputera osobistego i opracowanego własnego oprogramowania. W niniejszym rozdziale omówiony zostanie pierwszy z wymienionych układów.

Na rysunkach 32-34 przedstawiono schematy ideowe zasilania (Rys. 32) i sterowania (Rys. 33) oraz schemat montażowy szafki sterującej (Rys. 34).

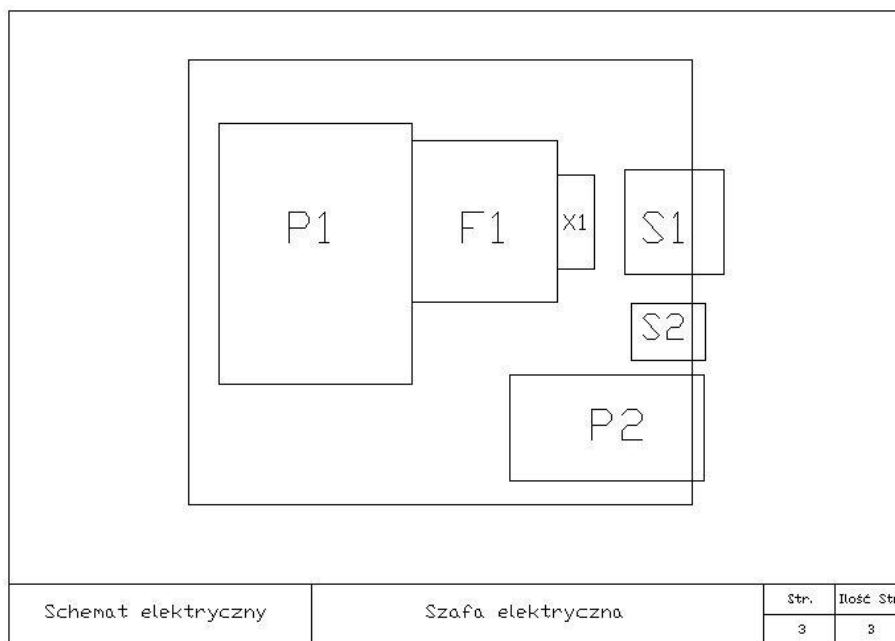


Rys. 32. Schemat zasilania szafki sterowniczej.

Wentylator napędzany jest silnikiem trójfazowym (Rys. 32). W układzie automatycznej regulacji wykorzystującym model matematyczny wymiennika do akwizycji danych zastosowano układ ALMEMO 5590 firmy Ahlborn (Rys. 33). W układzie tym zastosowano dwa złącza szeregowe RS232 do przekazywania sygnałów z układu akwizycji danych ALMEMO do komputera PC oraz do przekazywania sygnałów sterujących z komputera PC do falownika MICRO MASTER Vector firmy Siemens.



Rys. 33. Schemat sterowania układu pomiarowego.



Rys. 34. Schemat montażowy szafki sterowniczej

W szafce sterowniczej przedstawionej schematycznie na rysunku 34 znajdują się:

- P1- regulator cyfrowy LUMEL RE3,
- P2 – przekształtnik (falownik) Siemens Micromaster Vector model MMV 75/3,
- F1 – Rozłącznik bezpiecznikowy trójfazowy R303 10A,
- X1- lampka kontrolna *Fael L316*,
- F2 - bezpiecznik – wyłącznik odłączający zasilanie regulatora LUMEL RE3,
- S1 – wyłącznik zasilania szafki sterowniczej,
- S2 – wyłącznik pracy wentylatora.

Mikroprocesorowy regulator RE3 przeznaczony jest do stałowartościowej regulacji temperatury. Umożliwia pomiar i wyświetlanie temperatury rzeczywistej oraz wartości zadanej lub sygnału wyjściowego. Zastosowany algorytm PID-Fuzzy Logic zapewnia optymalne przebiegi wielkości regulowanej, osiągnięcie wartości zadanej w minimalnym czasie i przy minimalnych przeregulowaniach. Regulacja Fuzzy Logic zapewnia przebieg procesu zgodnie z wcześniej nabytym przez układ „doświadczeniem”. Moduł Fuzzy Logic ma za zadanie dobranie nastaw PID w celu szybkiego zaadaptowania sygnału wyjściowego do parametrów obiektu. Regulator ten wykazuje jednak typową wadę regulatorów PID. W przypadku większych odchyłek regulowanego układu od aktualnego punktu pracy, działanie regulatora PID staje się niestabilne. Należy ponownie „nauczyć” regulator, tj. dobrać stałe regulatora PID dla nowych warunków pracy, aby jego działanie było stabilne.

Falownik MICRO MASTER Vector (MMV) firmy SIEMENS, który pozwala na precyzyjne sterowanie obrotami wentylatora, wykorzystuje sterowanie położeniem wektora przestrzennego strumienia magnetycznego trójfazowego silnika indukcyjnego bez konieczności użycia czujnika prędkości obrotowej sterowanego silnika. Zastosowana metoda sterowania zwiększa niezawodność napędu oraz polepsza jego własności dynamiczne poprzez dokonywanie szybkich zmian częstotliwości i napięcia wyjściowego falownika w zależności od bieżących zmian wartości zadanej prędkości obrotowej i właściwości obciążenia.

Na fotografiach (Rys. 35 i 36) przedstawiono wybrane elementy stanowiska badawczego.



Rys. 35. Komputer stanowiska badawczego oraz system akwizycji danych ALMEMO 5590

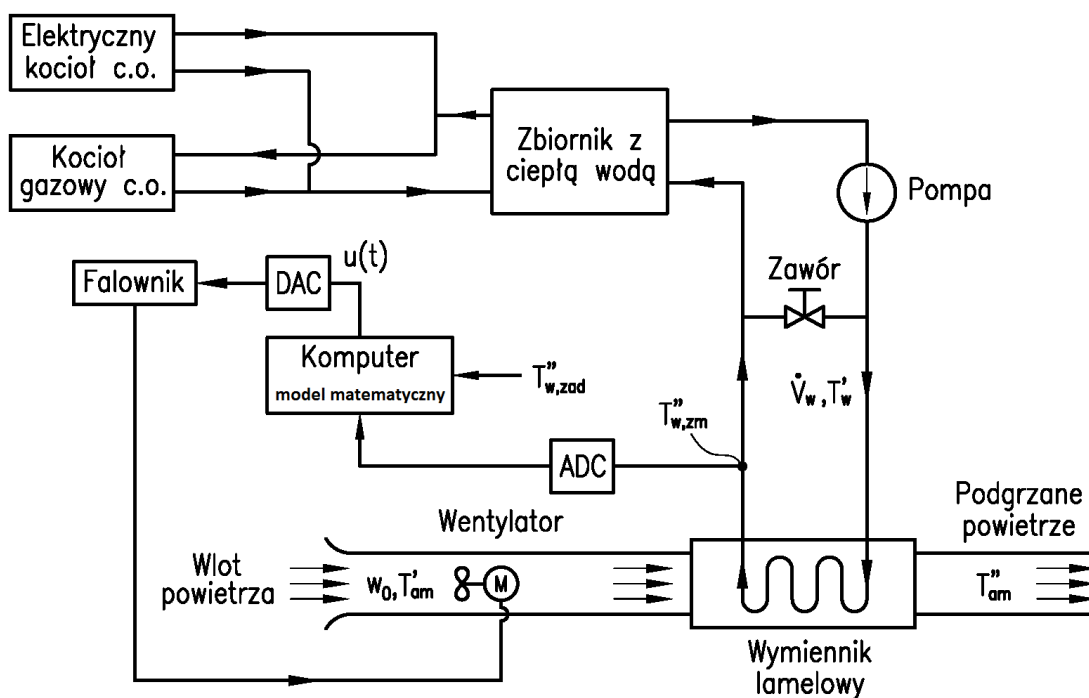


Rys. 36. Szafka sterownicza, falownik bezpośrednio połączony z komputerem stanowiska badawczego

Opracowane oprogramowanie zainstalowane na komputerze PC służy do wyznaczania w trybie on-line liczby obrotów wentylatora z rozwiązania zagadnienia odwrotnego. Aktualnie mierzone wielkości: temperatura wody na wlocie do wymiennika, strumień objętości wody oraz temperatura powietrza przed wymiennikiem są wczytywane w każdym cyklu regulacyjnym do programu. W ten sposób wyznaczona liczba obrotów, która przekazywana jest z komputera do falownika, uwzględnia rzeczywisty stan układu (rzeczywisty punkt pracy). Zapewnia to dużą dokładność regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika. Układ regulacji nie jest wrażliwy na duże zmiany parametrów pracy wymiennika, gdyż układ bazuje na nieliniowym modelu wymiennika. Opracowane oprogramowanie realizuje również algorytm cyfrowego regulatora PID.

15. Komputerowy układ do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika bazujący na jego modelu numerycznym

Do celów badawczych został zaprojektowany program komputerowy oraz wykonano bezpośrednie połączenie komputera stanowiska badawczego z falownikiem. Schemat układu regulacji bazującego na nieliniowym modelu matematycznym wymiennika przedstawiono na rysunku 37.



Rys. 37. Schemat cyfrowego układu regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika ciepła, bazującego na nieliniowym modelu matematycznym wymiennika, za pomocą zmiany liczby obrotów wentylatora; ADC – przetwornik analogowo-cyfrowy, DAC – przetwornik cyfrowo-analogowy.

15.1. Opis programu komputerowego

Na podstawie opracowanego w rozdziale 9 modelu matematycznego wymiennika zaprojektowano i wykonano program komputerowy realizujący algorytm wyznaczania obrotów wentylatora, który został zainstalowany na komputerze stanowiska badawczego.

Komputer poprzez port szeregowy RS232, pobiera dane pomiarowe z systemu akwizycji danych ALMEMO 5590. Stanowisko badawcze zmodyfikowano tak, aby zapewnić bezpośrednią komunikację komputera z falownikiem, z pominięciem regulatora RE3, poprzez drugi port szeregowy RS232 komputera. Obliczona nastawa przekazywana jest do falownika sterującego obrotami wentylatora. Do komunikacji z falownikiem MicroMaster Vector program wykorzystuje protokół komunikacyjny USS.

W tabeli 20 przedstawiono nastawy parametrów falownika dla sterowania poprzez program komputerowy i sterowania regulatorem RE3.

Tabela 20. Nastawy parametrów falownika dla sterowania poprzez program komputerowy i sterowania regulatorem RE3.

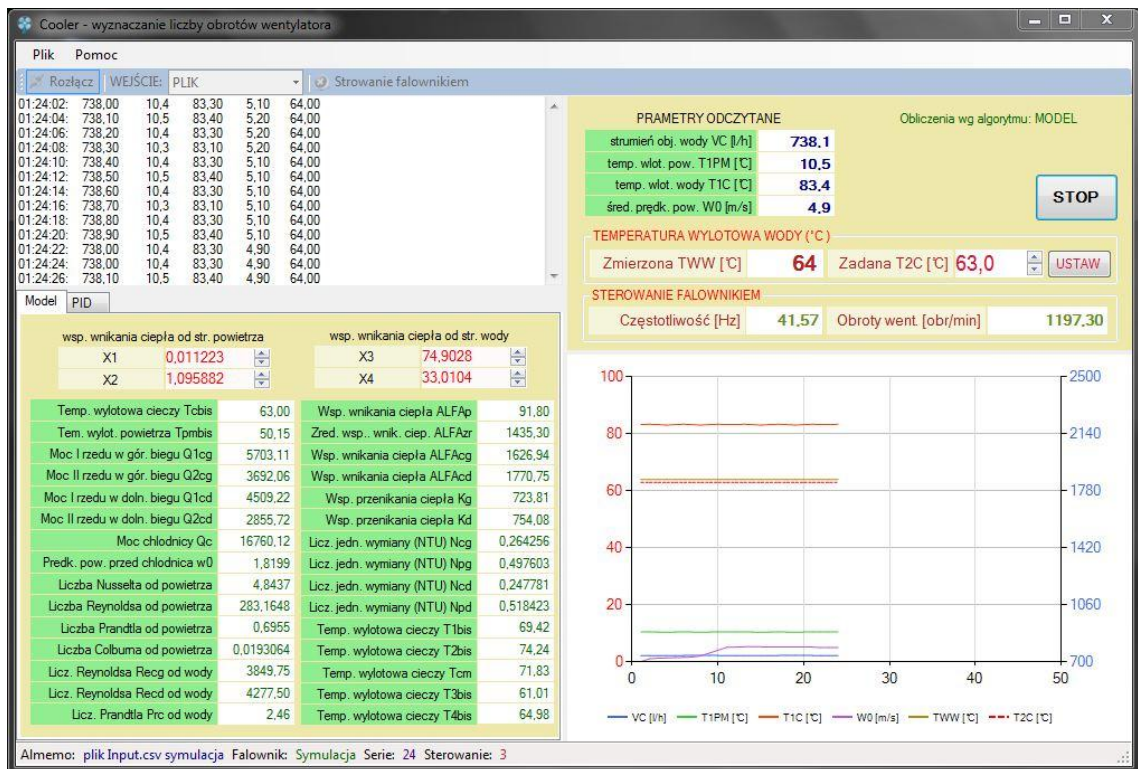
Parametr	Wartość dla sterowania z komputera	Wartość dla sterowania lokalnego (automat oparty o regulator LUMEL RE3)
P006 Wybór sposobu zadawania częstotliwości.	0	1
P009 • Stopień ochrony nastaw falownika	2	0
P051 Wybór funkcji wejścia DIN 1,(zacisk 5) lub (FF 5).	0	1
P052 Wybór funkcji wejścia DIN 2,(zacisk 6) lub (FF 4).	0	2
P053 Wybór funkcji wejścia DIN 3,(zacisk 7) lub (FF 3) lub bit 2 kodu BCD jeżeli P053 = 017.	0	6
P054 Wybór funkcji wejścia DIN 4, (zacisk 8) lub (FF 2) lub bit 1 kodu BCD jeżeli P053 = 017.	0	6
P055 Wybór funkcji wejścia DIN 5, (zacisk 16) lub (FF 1) lub bit 0 kodu BCD jeżeli P053 = 017.	0	6
P356 Wybór funkcji wejścia DIN 6, (zacisk 17) lub (FF 6).	0	6
P091 Numer adresowy łącza szeregowego falownika.	0	-
P092 • Szybkość transmisji łącza szeregowego.	6 (9600 bodów)	-
P101 Strefa geograficzna	0 (50Hz)	0 (50Hz)
P112 Model przekształtnika	6 - MICROMASTER Vector (MMV)	6 - MICROMASTER Vector (MMV)
P113 Numer modelu przekształtnika.	22 MMV75/3	22 MMV75/3
P910 • Wybór trybu sterowania falownikiem.	1 (sterowanie zdalne z możliwością zmiany wartości nastaw)	0 (sterowanie lokalne)
P971 • Utrzymywanie wprowadzanych zmian w pamięci EEPROM	1 (Uwaga: Używając łącza szeregowego do zapisywania wartości nastaw w pamięci EEPROM nie wolno przekroczyć dopuszczalnej liczby cykli zapisów w pamięci EEPROM, która wynosi ok. 50 000. Przekroczenie tej liczby może doprowadzić do powstania przekłamań w zapisie danych. Ilość cykli odczytu danych jest nieograniczona)	1 (Uwaga: Używając łącza szeregowego do zapisywania wartości nastaw w pamięci EEPROM nie wolno przekroczyć dopuszczalnej liczby cykli zapisów w pamięci EEPROM, która wynosi ok. 50 000. Przekroczenie tej liczby może doprowadzić do powstania przekłamań w zapisie danych. Ilość cykli odczytu danych jest nieograniczona)

Opracowany program komputerowy realizuje 14 następujących funkcji:

- zdefiniowanie parametrów i otwarcie portu szeregowego do komunikacji z systemem akwizycji danych ALMEMO 5590,
- wysyłanie sekwencji sterujących do systemu ALMEMO 5590 zgodnie z zaimplementowanym protokołem wymiany danych,
- odbieranie i interpretacja sekwencji pomiarowych z systemu ALMEMO 5590,
- zdefiniowanie parametrów i otwarcie portu szeregowego do komunikacji z falownikiem MICRO MASTER Vector,
- wysyłanie sekwencji sterujących do falownika MICRO MASTER Vector,
- inicjacja falownika MICRO MASTER Vector,
- wysyłanie sekwencji nastaw obrotów wentylatora do falownika MICRO MASTER Vector,
- obliczenia obrotów wentylatora wg algorytmu realizującego cyfrową regulację temperatury wylotowej czynnika (odwrotne zagadnienie wymiany ciepła),
- obliczenia obrotów wentylatora wg algorytmu cyfrowej regulacji PID,
- wybór metody obliczeń,
- ustawianie w czasie rzeczywistym zadanej temperatury wylotowej,
- wizualizacja wyników obliczeń i regulacji w postaci liczbowej i na wykresie „czasu rzeczywistego”,
- zapis wyników do plików CSV,
- symulacja działania programu na podstawie danych pobieranych z plików tekstowych.

Program został napisany w technologii *.net* w środowisku *Visual Studio 2010* w języku programowania *C#*. Ma budowę modułową i otwartą. Moduły obliczeniowe w postaci bibliotek *dll* będzie można wykorzystywać w zastosowaniach przemysłowych jako niezależną bibliotekę dołączaną do oprogramowania typu SCADA lub innego dedykowanego oprogramowania. Program przeznaczony jest do uruchamiania w środowisku operacyjnym MS Windows XP/2000/Vista/7

Na rysunku 38 przedstawiono interfejs użytkownika programu dla trybu sterowania MODEL. Główne okno programu podzielono na 4 strefy. W lewej, górnej strefie widoczne są aktualnie odczytywane serie pomiarowe. Prawa, górna strefa umożliwia ustawienie wartości zadanej temperatury na wylocie z wymiennika oraz przedstawia wartości wejściowe, częstotliwość falownika i liczbę obrotów wentylatora. U dołu z lewej strony ekranu przedstawione są wyliczenia modelu a z prawej strony wykres czasu rzeczywistego kluczowych parametrów procesu.



Rys. 38. Widok interfejsu programu przy obliczeniach wg algorytmu „MODEL”.

Tryb sterowania MODEL realizuje algorytm regulacji bazujący na modelu matematycznym wymiennika.

15.2. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą układu bazującego na modelu matematycznym

Na rysunkach: 39a, 39b, 39c, 39d i 39e przedstawiono wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika przy zastosowaniu cyfrowego układu regulacji, w którym do wyznaczania liczby obrotów n dla zadanej temperatury wody T_{zad}'' wykorzystuje się nieliniowy model matematyczny wymiennika. Współczynniki: x_1 , x_2 , x_3 i x_4 wyszczególnione na rysunkach występują w korelacjach na liczby Nusselta od strony powietrza i wody:

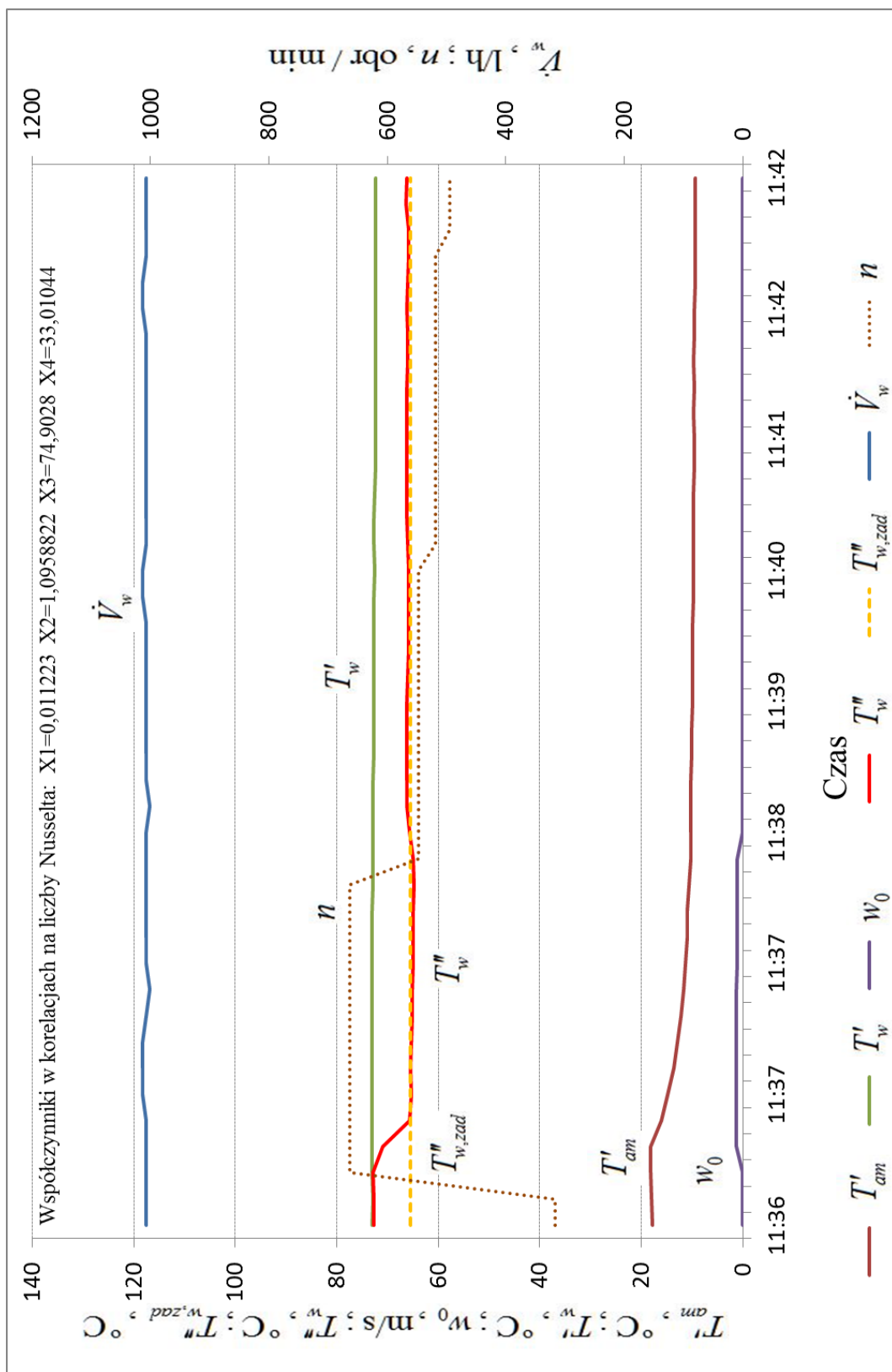
$$Nu_a = x_1 Re_a^{x_2} Pr_a^{1/3}, \quad 75 \leq Re_a \leq 350, \quad (100)$$

$$Nu_w = \frac{\xi}{8} (Re_w - x_3) Pr_w \left[1 + \left(\frac{d_z}{L_{ch}} \right)^{2/3} \right], \quad 1750 \leq Re_w \leq 7000. \quad (101)$$

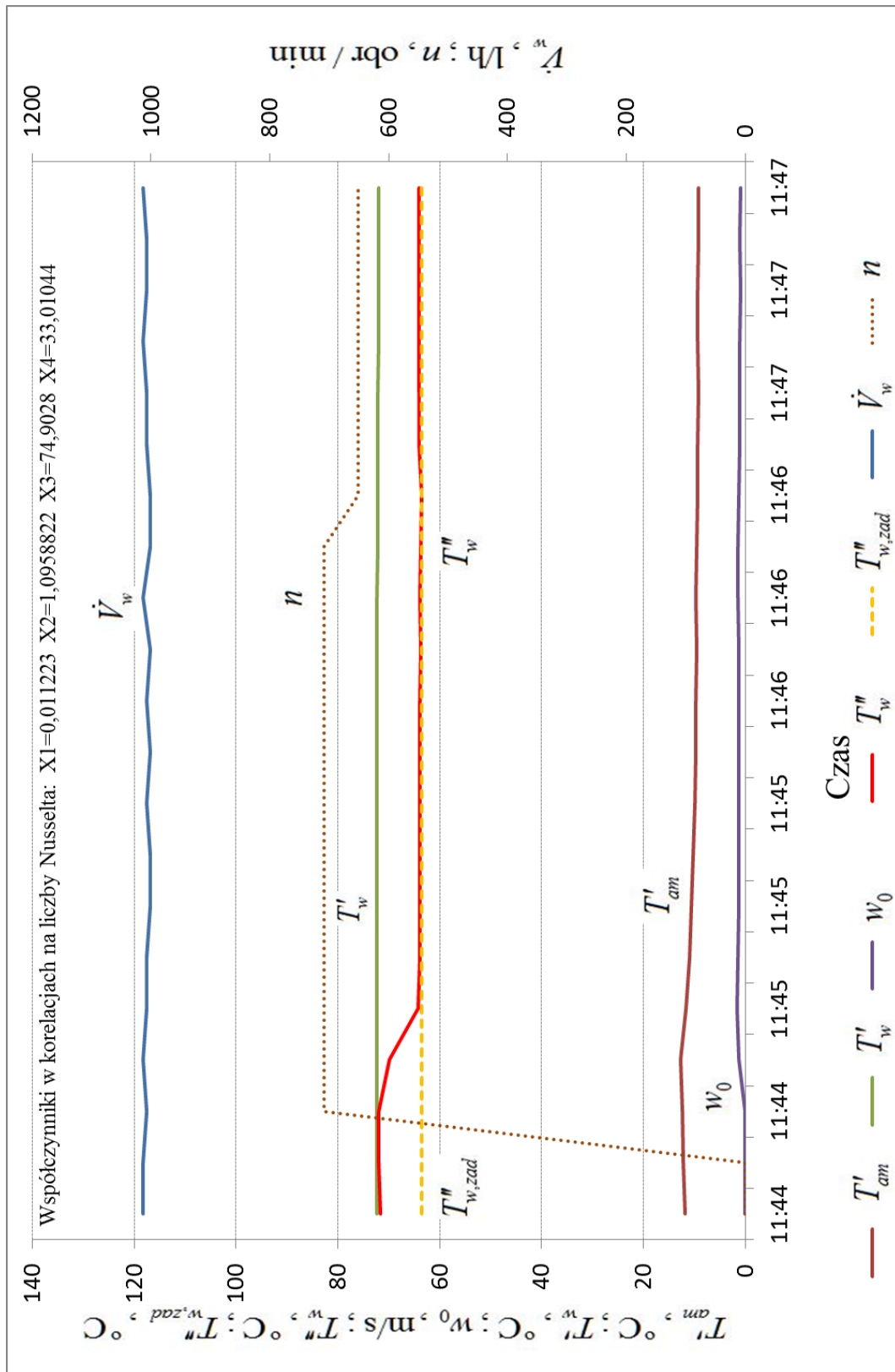
Wartości współczynników wyznaczone na drodze eksperymentalnej są następujące: $x_1 = 0,01122$; $x_2 = 1,0959$; $x_3 = 74,9$; $x_4 = 33,0$.

Wszystkie przedstawione wyniki świadczą o dużej dokładności działania opracowanego układu regulacji. Na pierwszych trzech rysunkach: 39a, 39b i 39c strumień objętości wody nie ulegał większym zmianom. Zmiany temperatury powietrza T'_{am} na początku procesu występujące na rysunkach 39a i 39b są spowodowane wyższą temperaturą powietrza w instalacji przed włączeniem wentylatora. Dopiero po włączeniu wentylatora napływa zimniejsze powietrze z zewnątrz. Widać, że obroty wentylatora dostosowane są do aktualnych warunków pracy wymiennika (Rys. 39a i 39b), to znaczy, że po obniżeniu się temperatury powietrza do wartości ustalonej liczba obrotów wentylatora również zmniejsza się.

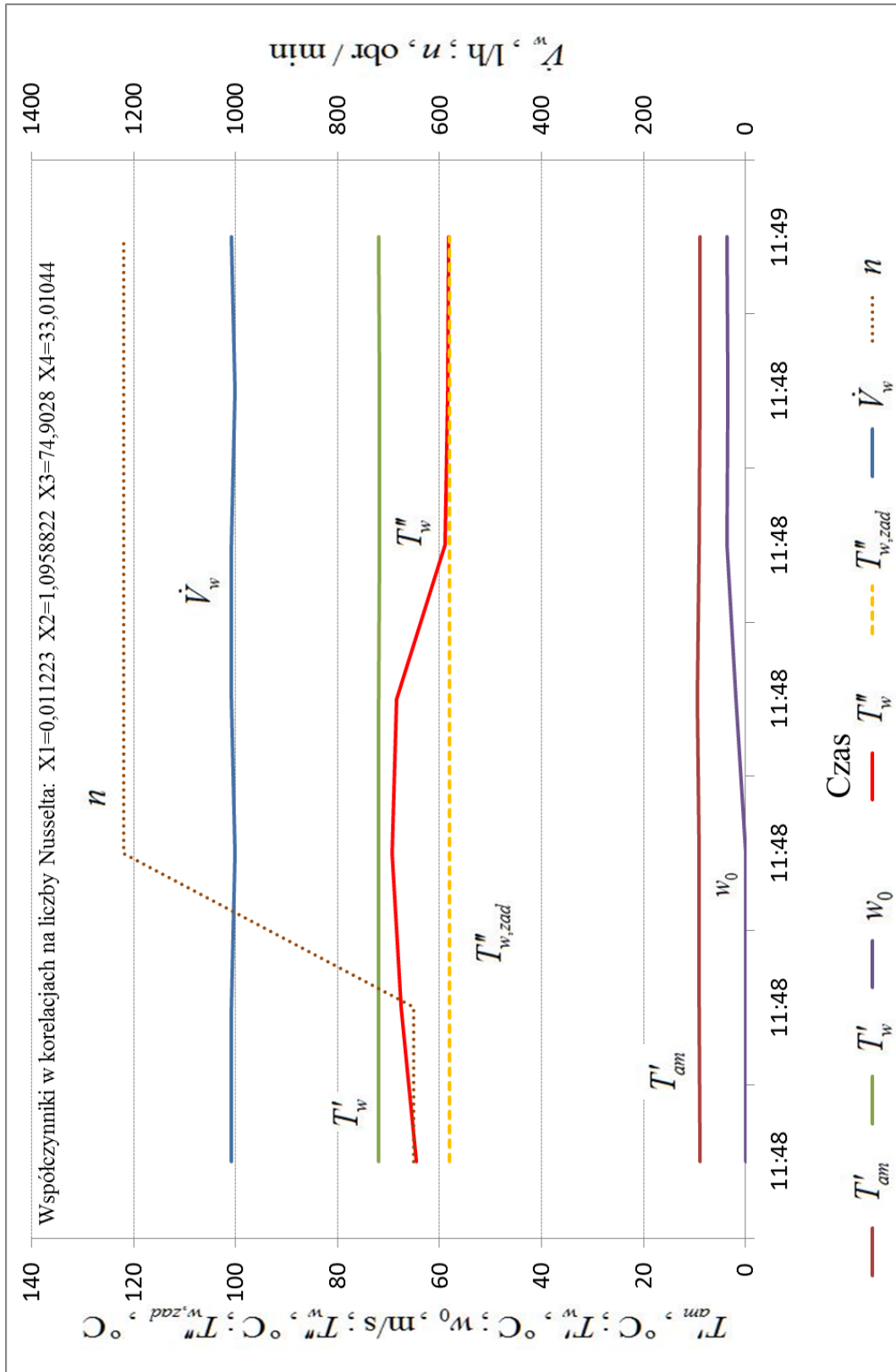
Wyniki przedstawione na rysunku 39c demonstrowują wysoką skuteczność działania układu regulacji. Gdy temperatura wody na wylocie z wymiennika wzrasta powyżej wartości zadanej, liczba obrotów wentylatora zwiększa się. Należy przy tym zaznaczyć, że liczba obrotów jest na tyle precyzyjnie dobrana, że nie występują tłumione oscylacje temperatury wody na wylocie z wymiennika zanim obroty i temperatura wody na wylocie z wymiennika osiągną wartości ustalone. Pod tym względem zaproponowany układ regulacji znacznie przewyższa regulator PID. Jeżeli strumień objętości wody \dot{V}_w zmienia się w czasie (Rys. 39d i Rys. 39e) to układ regulacji działa nadal stabilnie bez konieczności strojenia układu regulacji. W przypadku regulatora PID większe zmiany strumienia objętości \dot{V}_w przepływającej przez wymiennik wody prowadzą w większości przypadków do niestabilnej pracy regulatora PID, co z kolei prowadzi do konieczności doboru nowych nastaw regulatora PID.



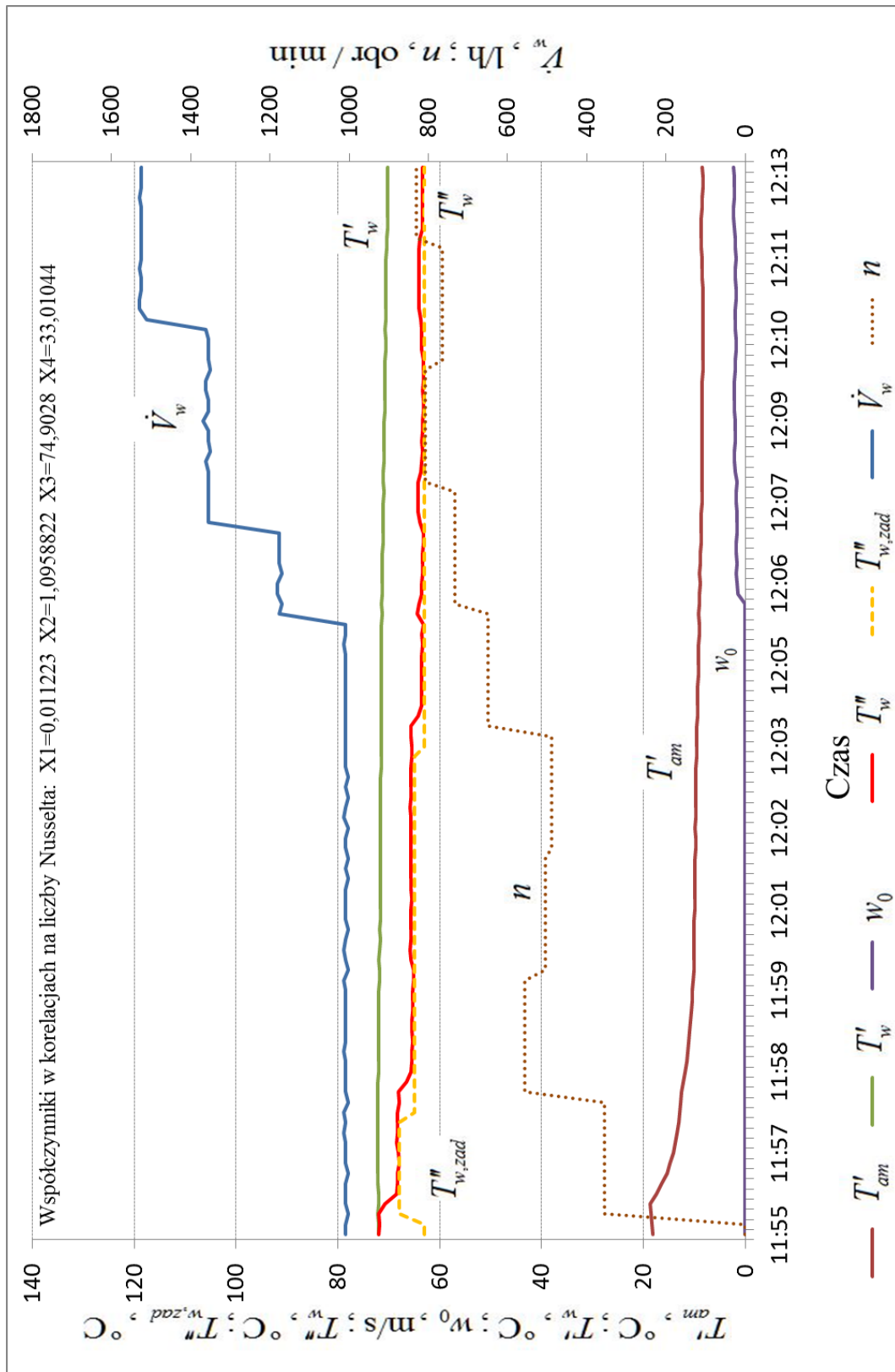
a)



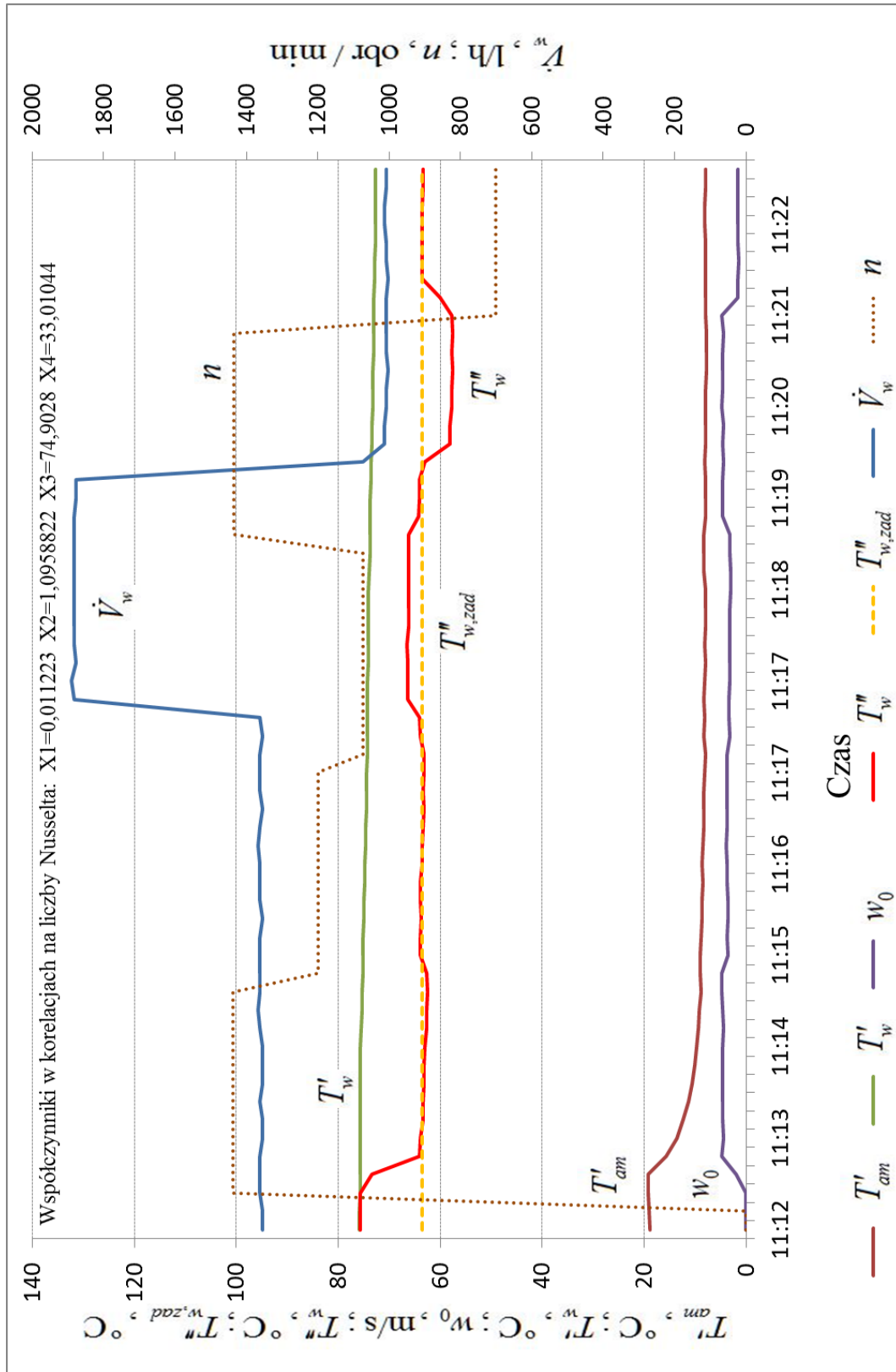
b)



c)



d)

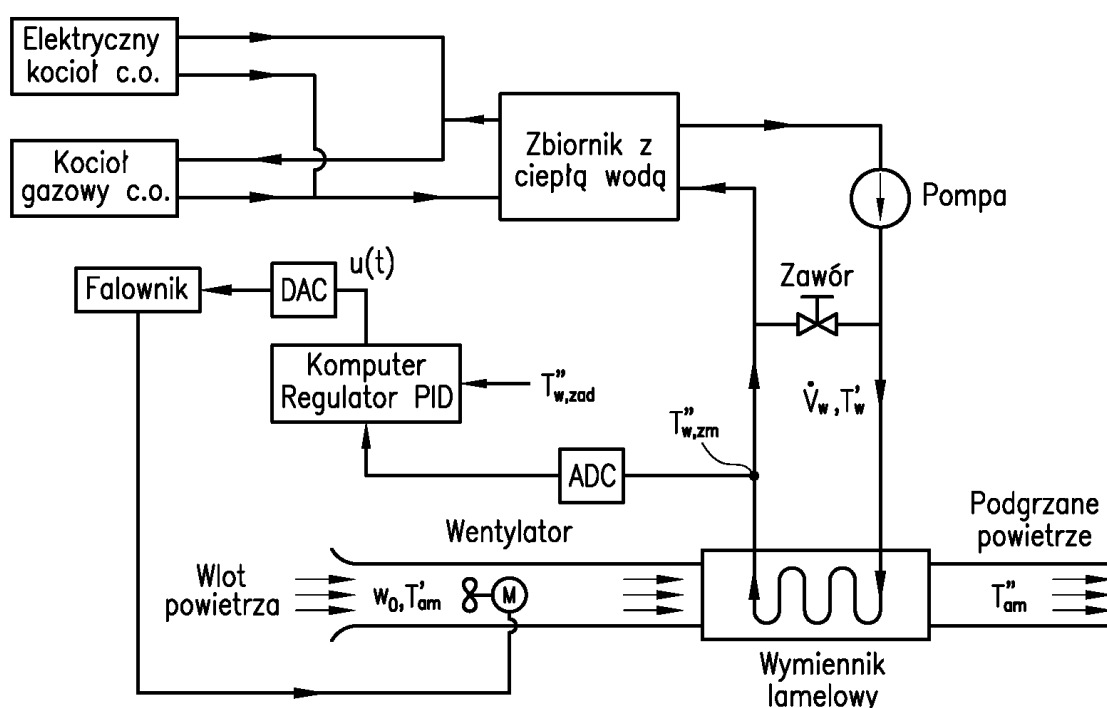


Rys. 39. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą układu bazującego na modelu matematycznym wymiennika. e)

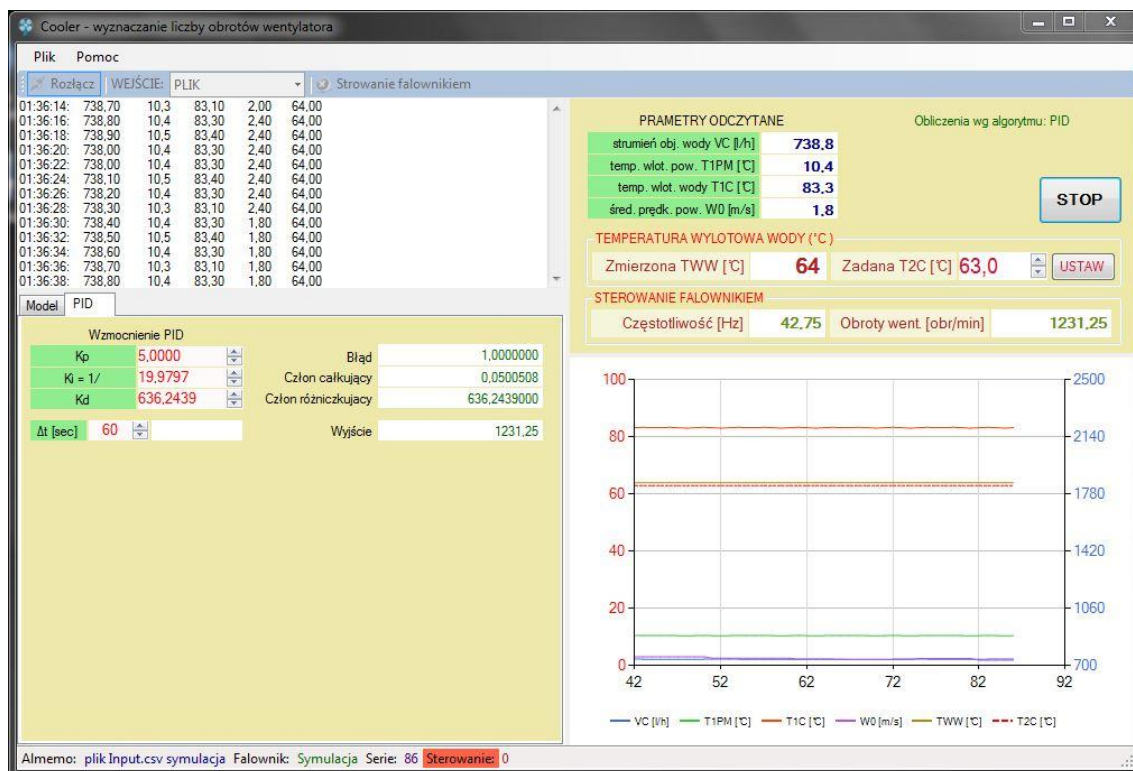
Zaletą opracowanej metody jest zdolność regulacji w szerokim zakresie zmieniających się warunków pracy wymiennika.

16. Cyfrowy regulator PID do automatycznej regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika

Schemat cyfrowego regulatora PID przedstawiano na rysunku 40. Regulator bazuje na równaniu (99), które zaimplementowano w oprogramowaniu na komputerze PC. Program realizujący funkcję cyfrowego regulatora PID został opisany w rozdziale 16.1.



Rys. 40. Schemat układu regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika przy zastosowaniu regulatora cyfrowego PID.



Rys. 41. Widok interfejsu programu przy obliczeniach wg algorytmu PID.

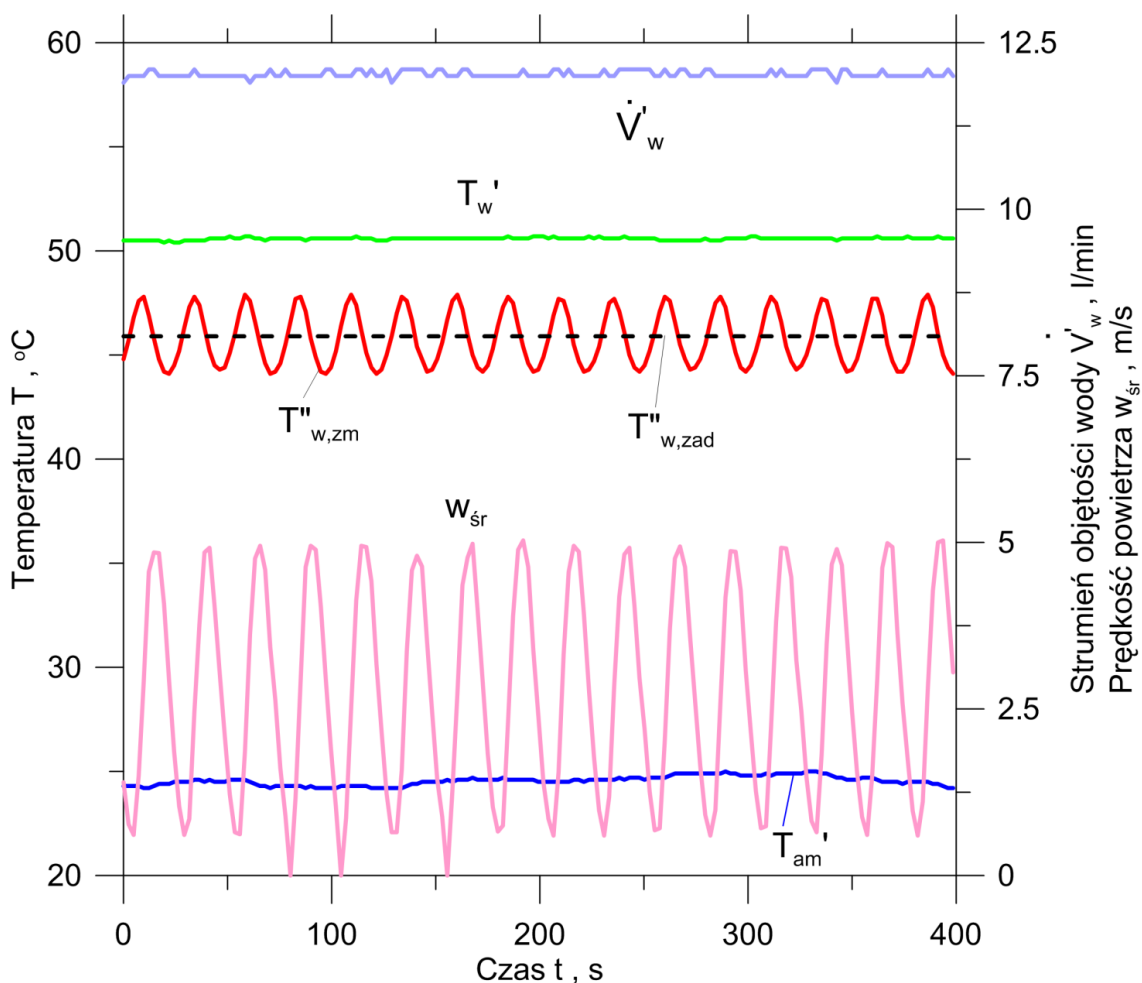
Na rysunku 41 przedstawiono interfejs użytkownika programu dla trybu sterowania PID.

16.1. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą cyfrowego regulatora PID

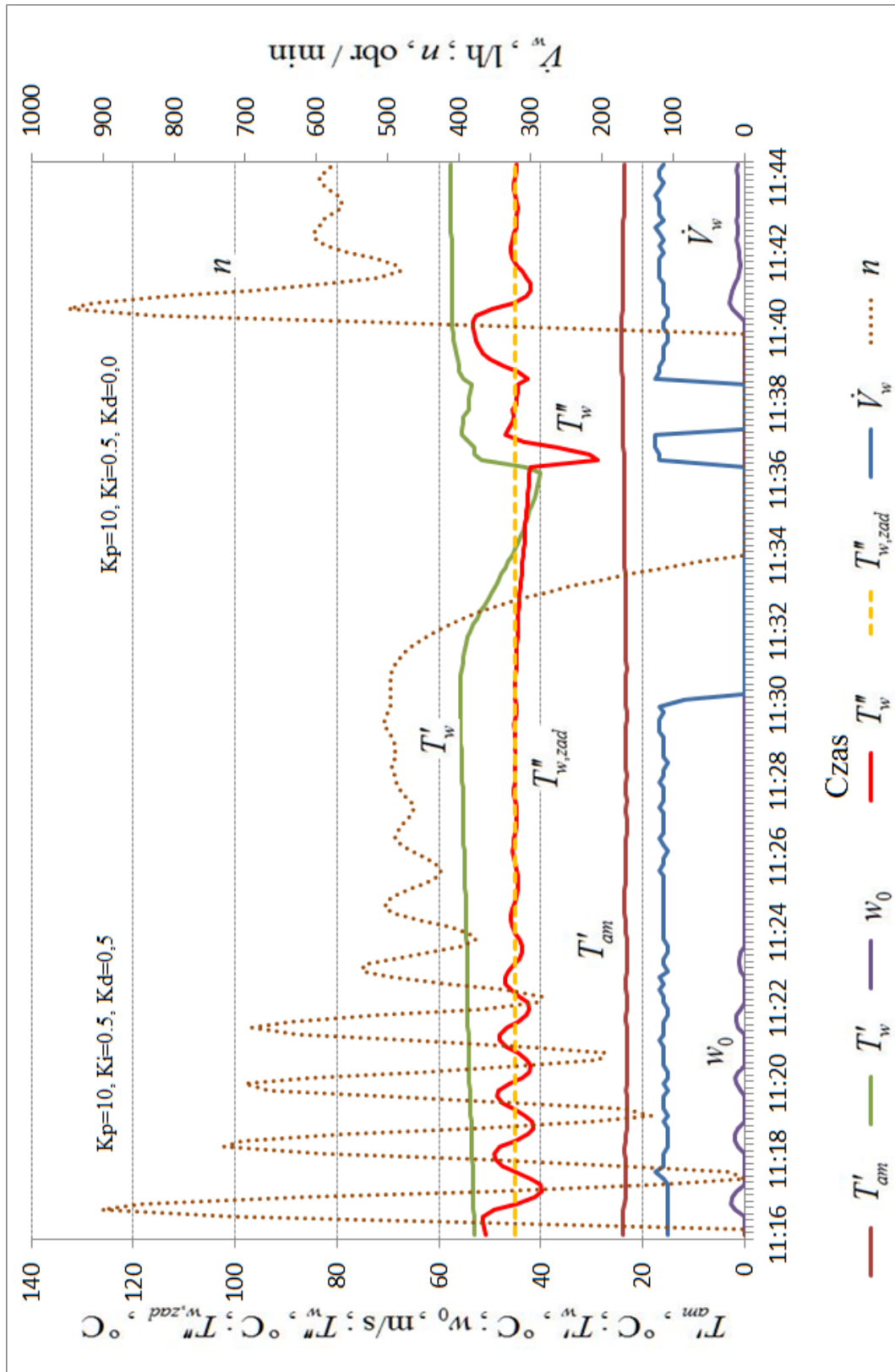
Jak już wspomniano wcześniej, wadą regulatora PID jest utrata stabilności działania przy dużej zmianie parametrów pracy wymiennika. Zjawisko to ilustruje rysunek 42 [22]. Temperatura wody regulowana była za pomocą fabrycznego, samouczącego się regulatora PID. Zadana temperatura wody na wylocie z wymiennika wynosiła 45,9 °C. Po dużej zmianie strumienia objętości wody przepływającej przez wymiennik regulator wpadł w oscylacje. Prawidłowe działanie regulatora PID można przywrócić poprzez zmianę nastaw regulatora: K_p , K_i i K_d .

Na rysunkach 43a-43l przedstawiono wyniki badań wymiennika ciepła z włączonym algorytmem cyfrowego regulatora PID. Działanie opracowanego cyfrowego układu regulacji PID w okresie około 30 minut przedstawiono na rysunku 43a, oraz w okresie około 90 minut na rysunku 43d. Jeżeli nastawy regulatora nie są zbyt dokładnie dobrane, to czas ustalenia się liczby obrotów wentylatora i temperatury wylotowej z wymiennika jest długi. Widać to na rysunku 43b dla wzmocnień: $K_p = 10$ obr/K, $K_i = 0,5$ 1/s i $K_d = 0,5$ s. Po zmianie nastawy regulatora na: $K_p = 10$ obr/K, $K_i = 0,5$ 1/s i $K_d = 0,0$ s czas ustalenia się wartości zadanej jest znacznie krótszy (Rys. 43c).

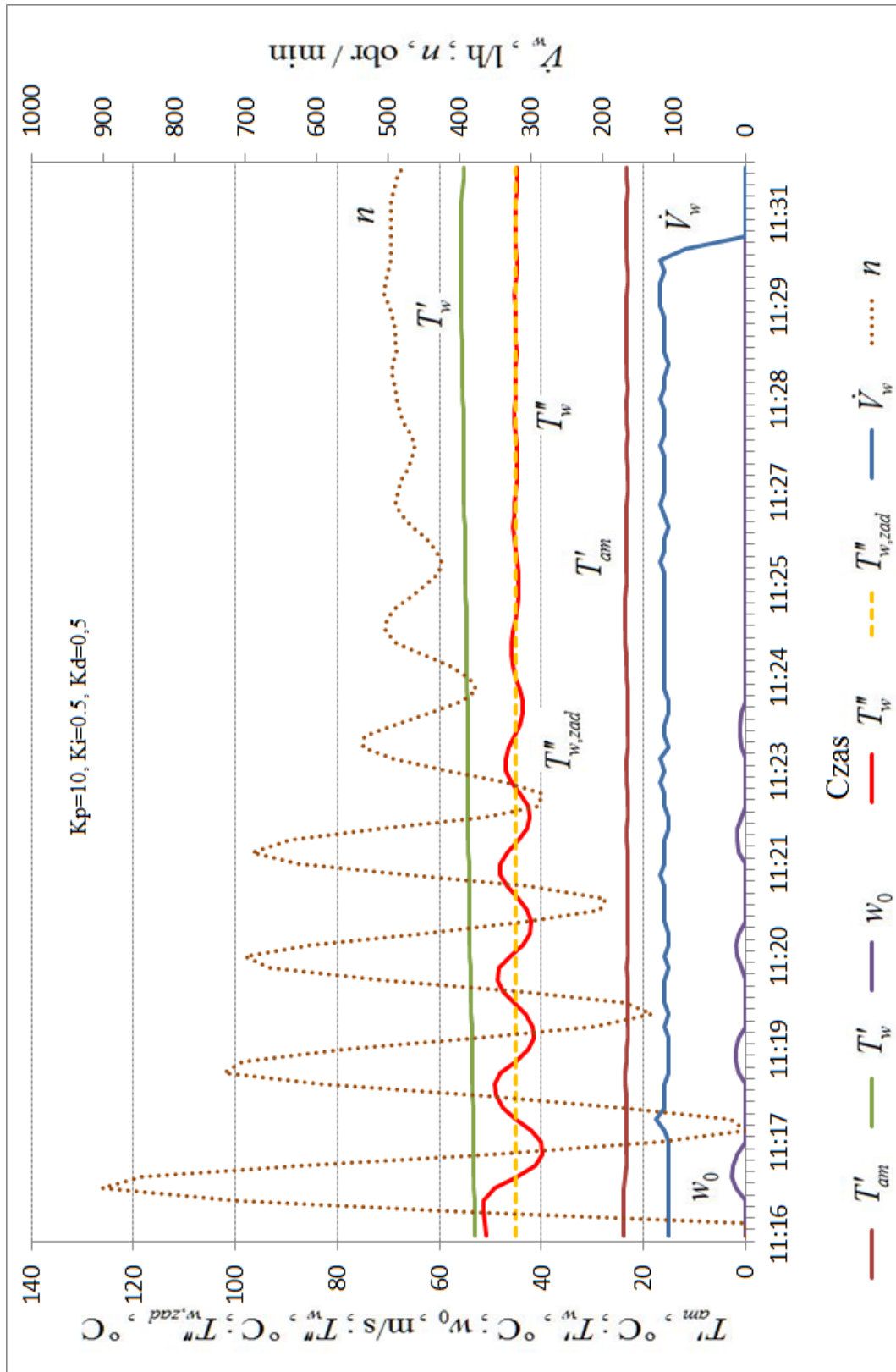
Następną serię pomiarów przedstawiono na rysunku 43d. Badania rozpoczęto dla następujących nastaw regulatora PID: $K_p = 12 \text{ obr}/(\text{min} \cdot \text{K})$, $K_i = 0,3 \text{ 1/s}$ i $K_d = 0,0 \text{ s}$ (Rys. 43e). Z uwagi na długie ustalanie się liczby obrotów wentylatora, wzmacnienie K_i obniżono do wartości $0,1 \text{ 1/s}$ (Rys. 43f). Dzięki tej zmianie nastąpiła poprawa w działaniu regulatora. Po obniżeniu wzmacnienia proporcjonalnego K_p do wartości $10 \text{ obr}/(\text{min} \cdot \text{K})$ i zadaniu nowej, niższej temperatury na wylocie z wymiennika, można zaobserwować szybkie dochodzenie liczby obrotów wentylatora do wartości ustalonej (Rys. 43g).



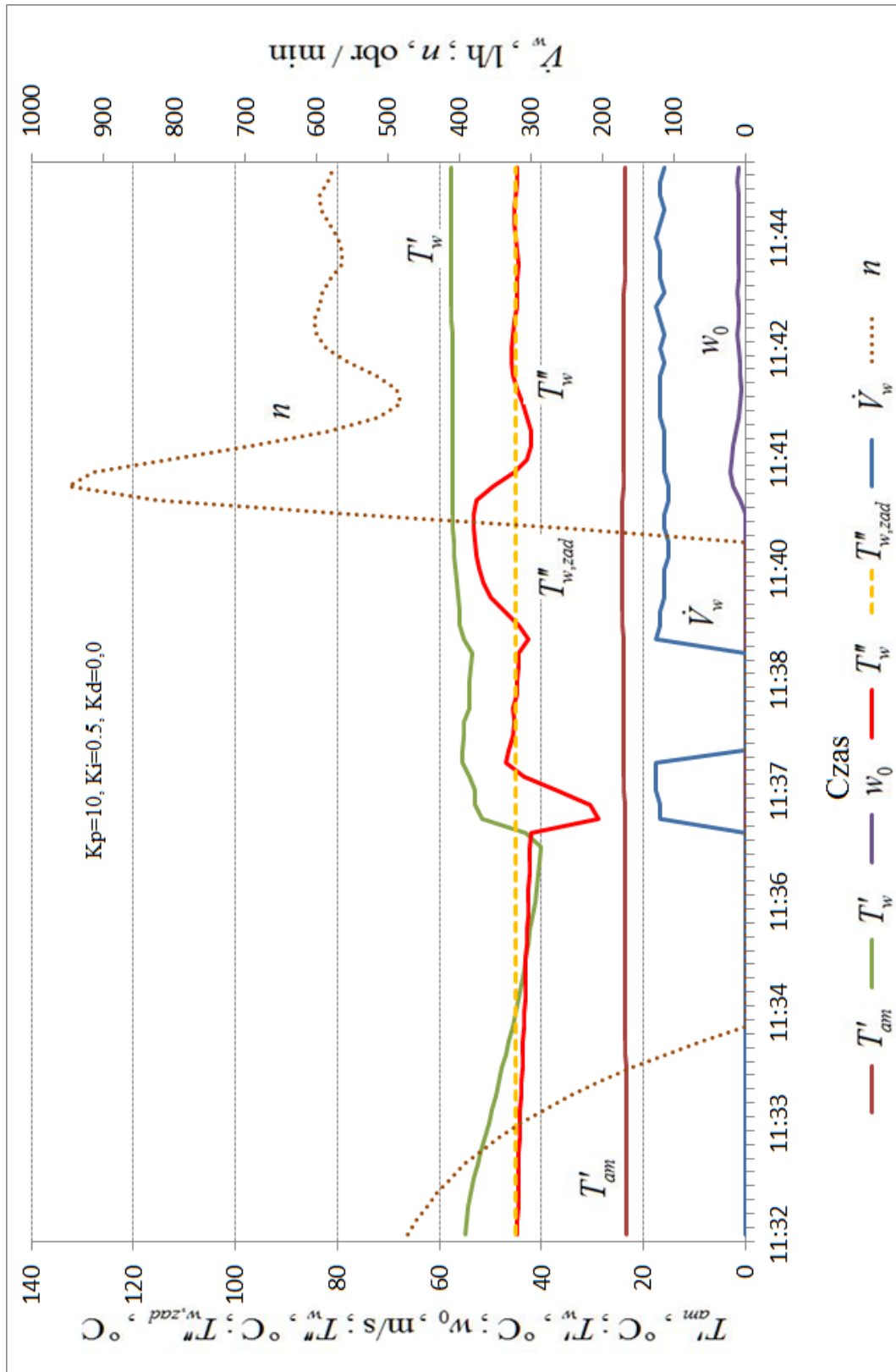
Rys. 42. Przykład niestabilnej pracy regulatora PID służącego do regulacji temperatury na wylocie z badanego wymiennika; $w_{sr} = w_o/0,4121$ – średnia prędkość powietrza mierzona w przewodzie o przekroju kołowym o średnicy wewnętrznej $d_w = 313\text{mm}$.



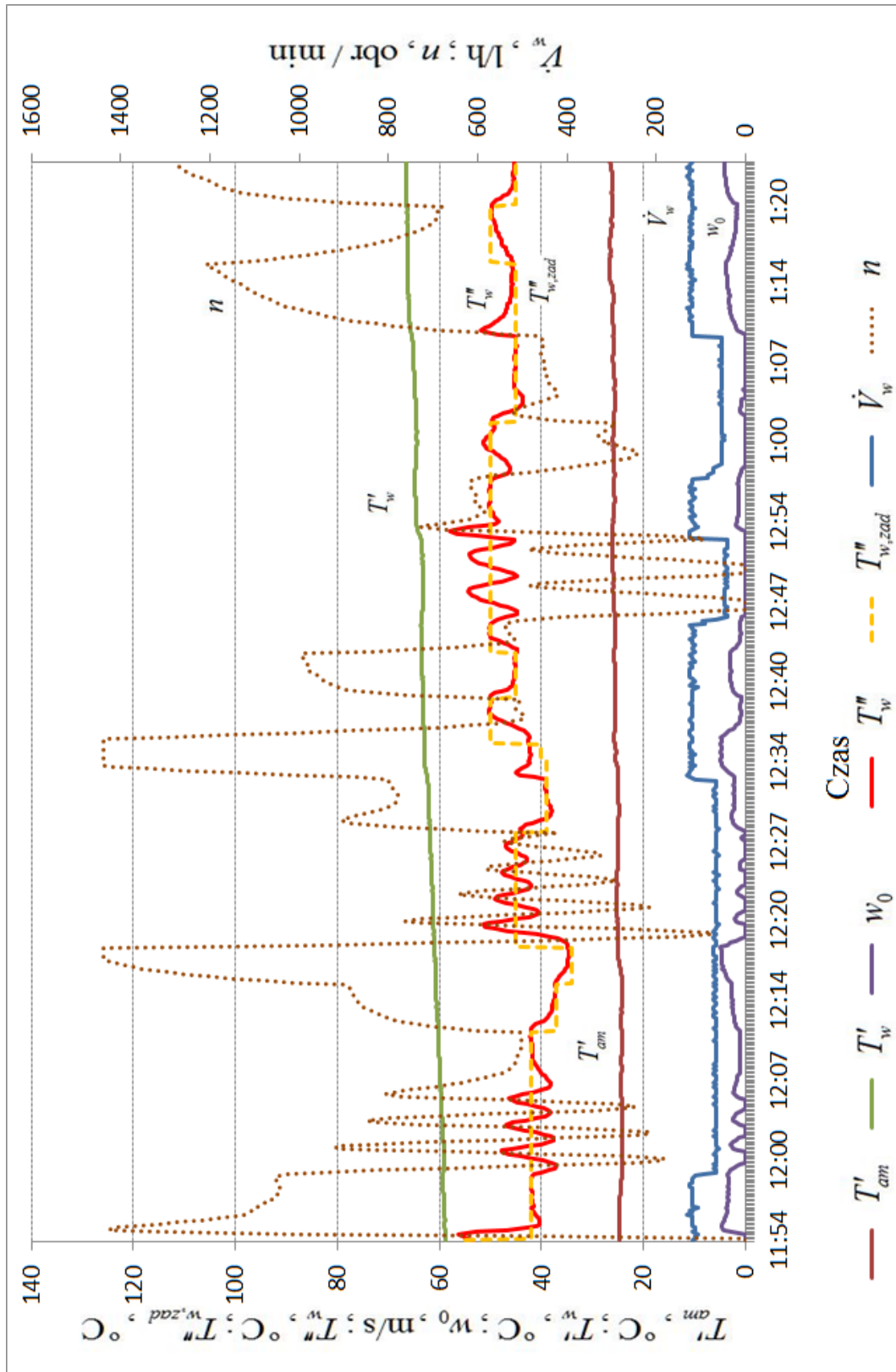
a)



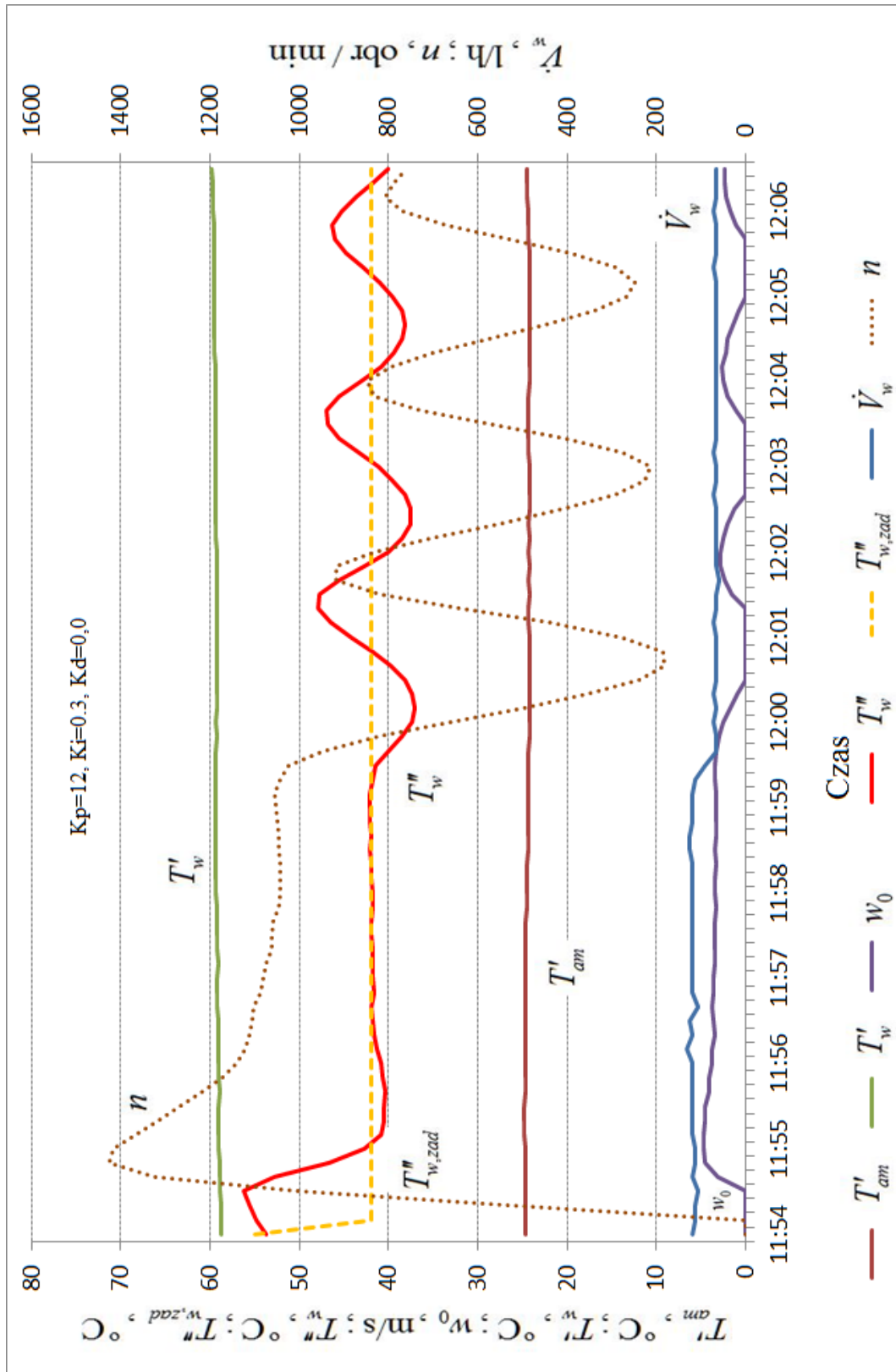
b)



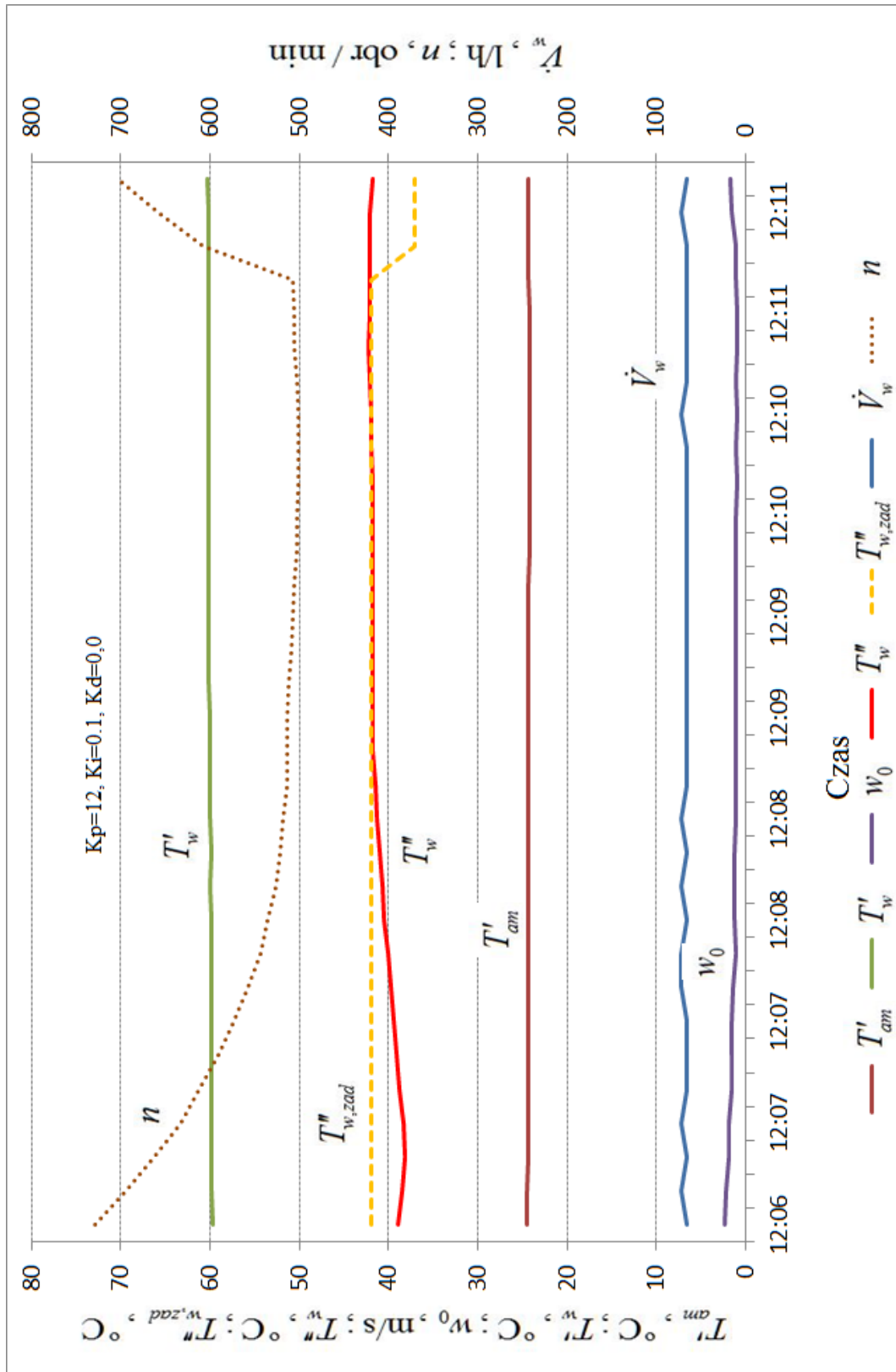
c)



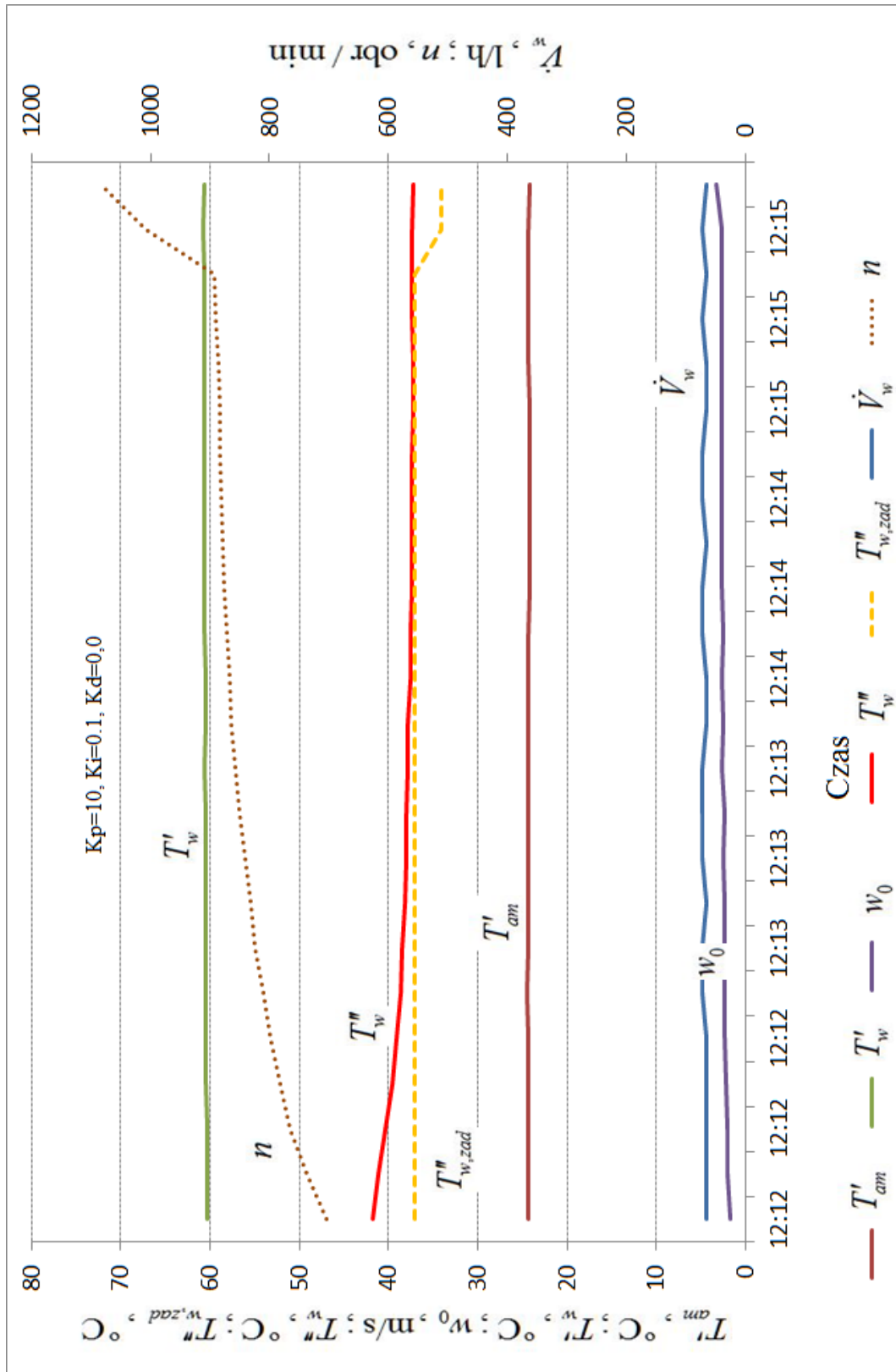
d)



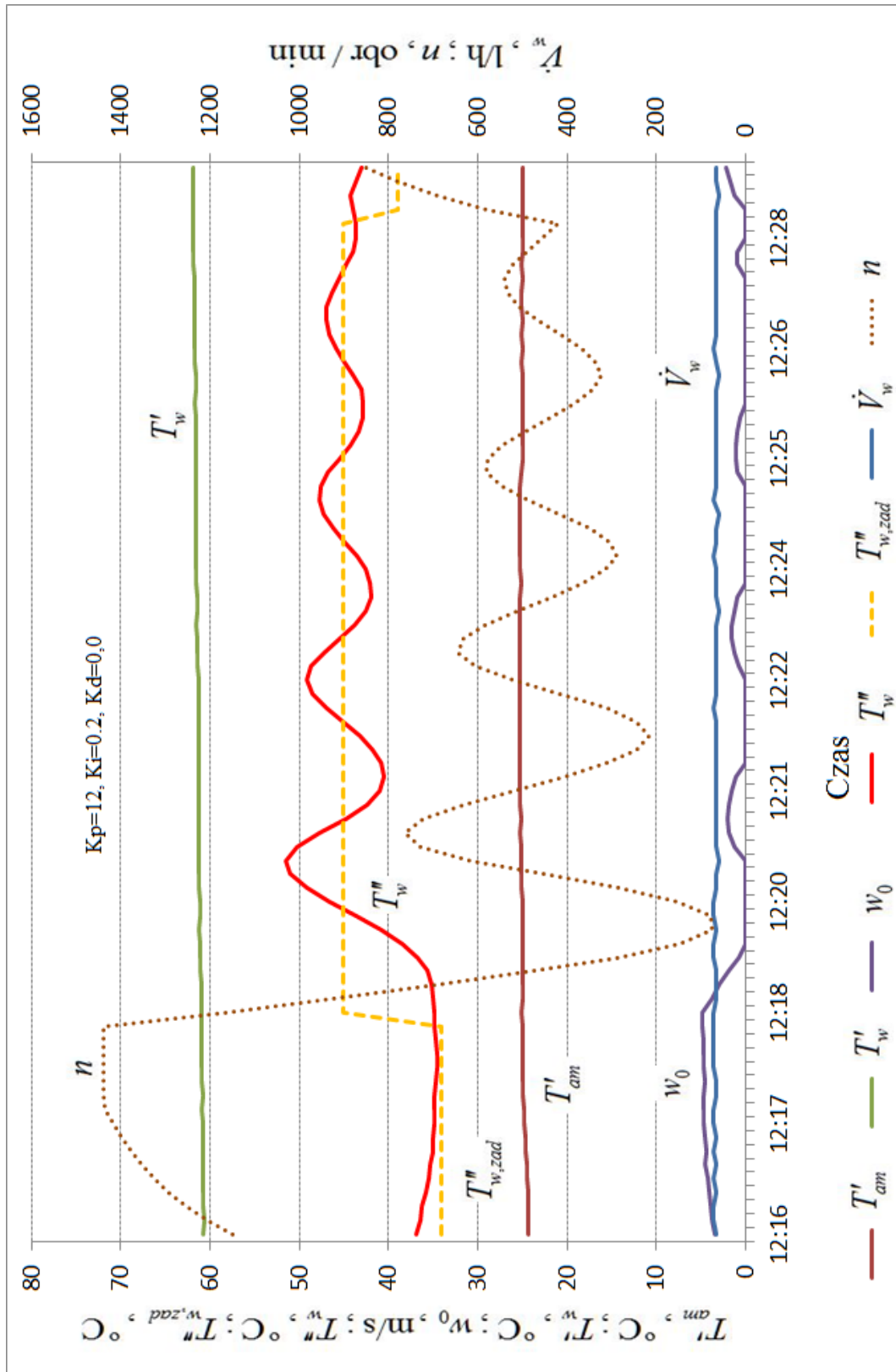
e)



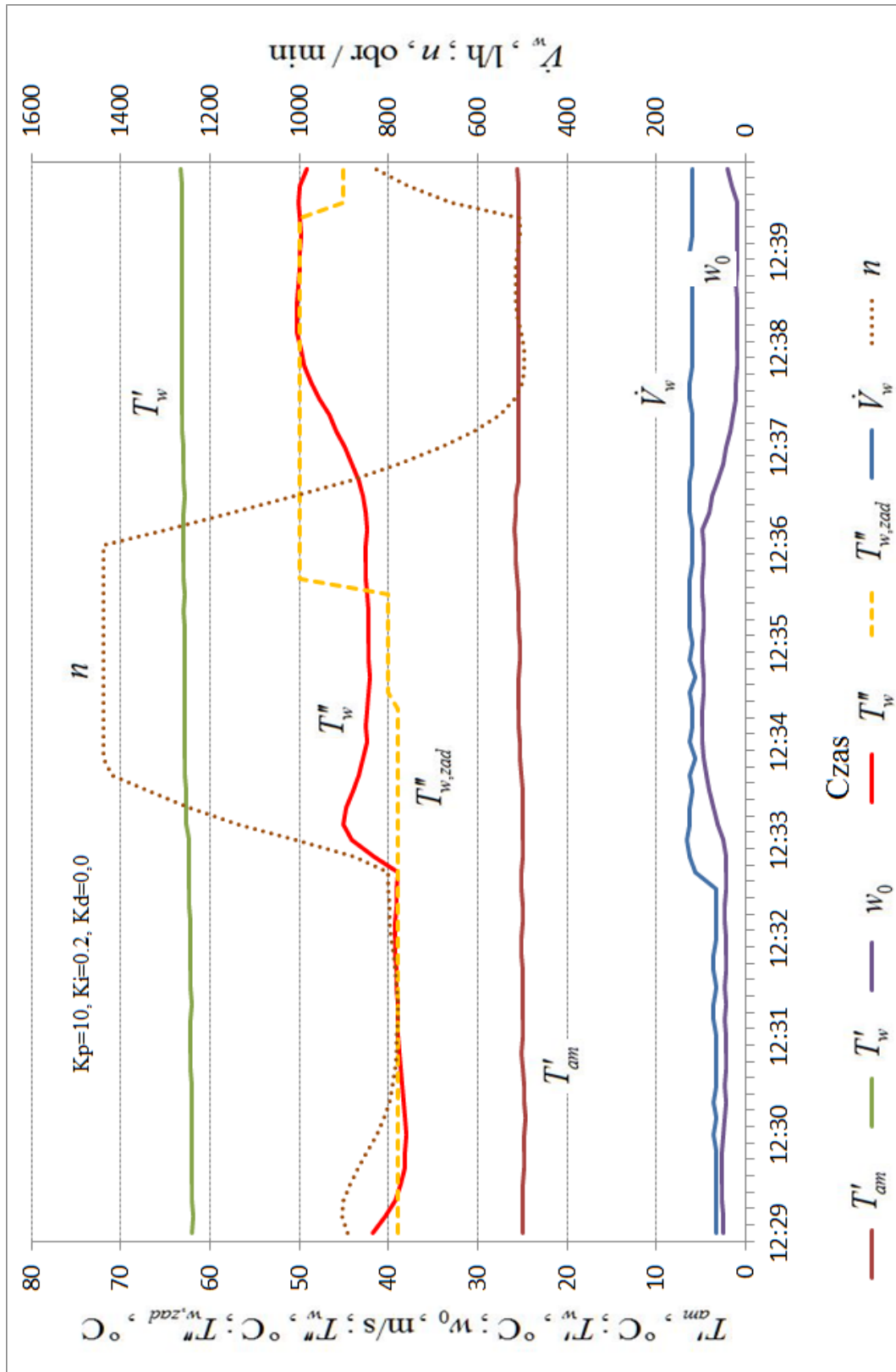
f)



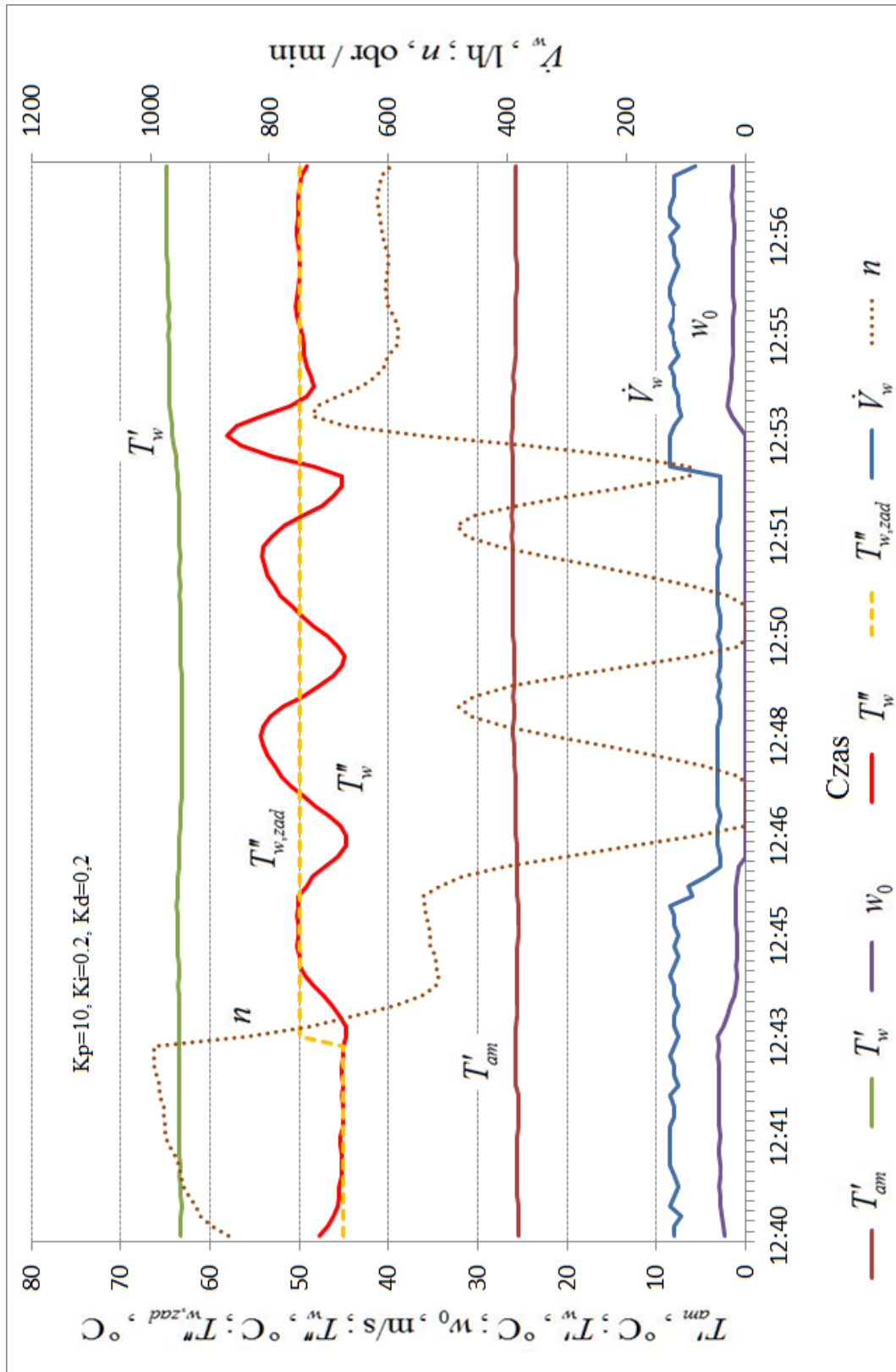
g)



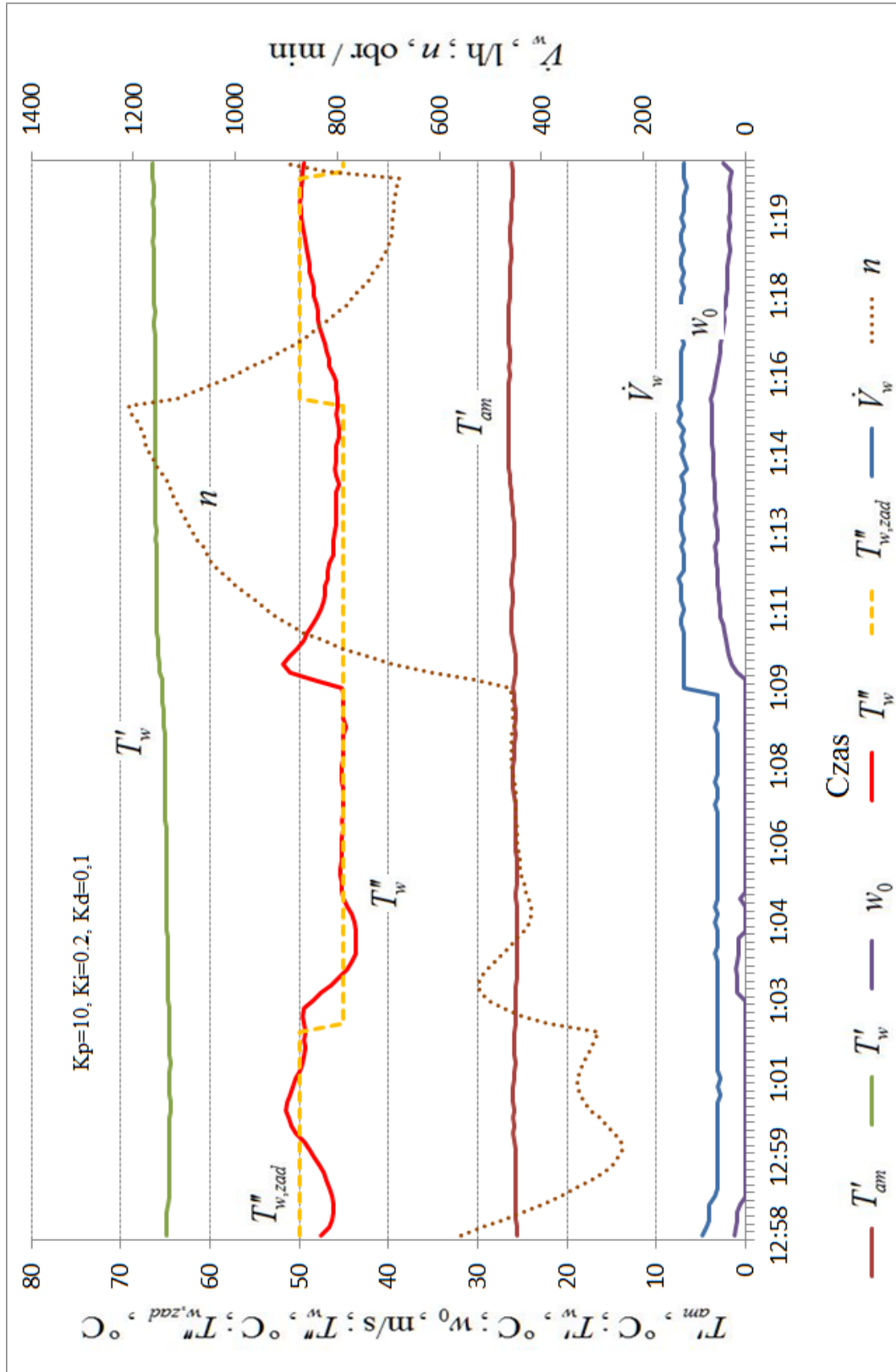
b)



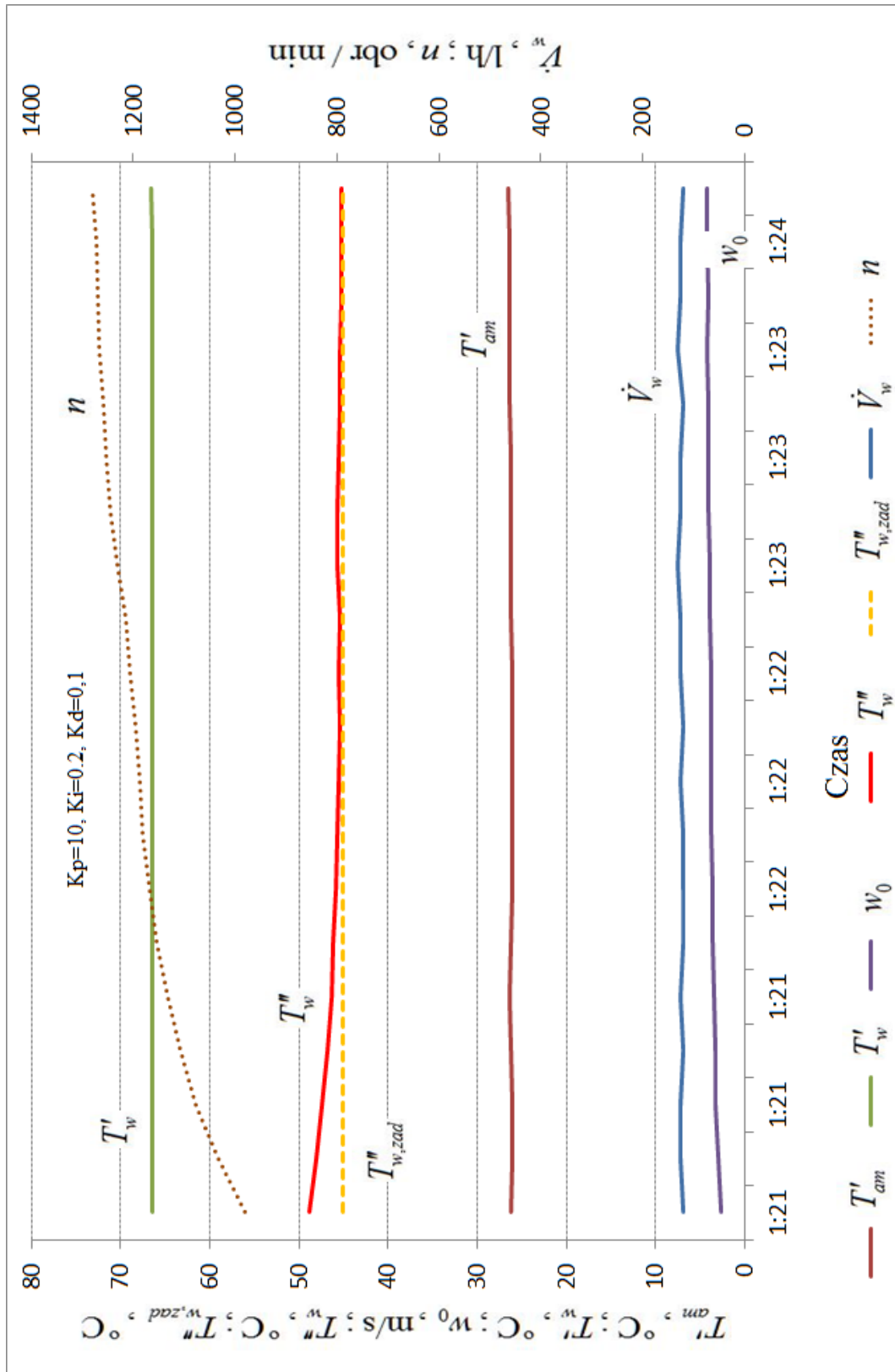
i)



j)



k)



Rys. 43. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą cyfrowego regulatora PID.

W następnym teście (Rys. 43h) podwyższono wartość zadanej temperatury wody na wylocie z wymiennika i zmieniono wartości wzmocnień K_p i K_i , podnosząc ich wartości odpowiednio do 12 obr/(min·K) i 0,2 1/s. Ponownie czas tłumionych oscylacji liczby obrotów wentylatora wydłużył się. Po obniżeniu wzmocnienia proporcjonalnego K_p do wartości 10 obr/(min·K), nastąpiła znaczna poprawa szybkości działania regulatora (Rys. 43i). Po zwiększeniu strumienia objętości przepływającej wody i podwyższeniu zadanej wartości temperatury na wylocie z wymiennika obserwuje się poprawne działanie regulatora PID (Rys. 43i). Podwyższając wartość wzmocnienia członu różniczkującego K_d do wartości 0,2 s obserwuje się prawidłowe działanie regulatora (Rys. 43j). Dopiero po obniżeniu wartości objętościowego strumienia przepływu wody zaobserwowano oscylacje liczby obrotów wentylatora. Po powrocie do poprzedniej wartości strumienia objętości wody działanie regulatora ustabilizowało się. Obniżenie wartości wzmocnienia członu różniczkującego K_d o 0,1 s sprawiło, że regulator działa skutecznie przy niewielkich zmianach strumienia objętości wody (Rys. 43k i Rys. 43l), przy których przy nastawie $K_d = 0,2$ s jego działanie było niezadowolające.

Z przeprowadzonych badań eksperymentalnych wynika, że strojenie regulatora PID jest procesem żmudnym i nie gwarantuje takiej samej jakości działania regulatora przy różnych wartościach strumienia objętościowego przepływającej wody.

17. Uwagi końcowe i wnioski

W rozprawie przedstawiono nowy model numeryczny wymiennika ciepła do symulacji jego pracy w warunkach ustalonych. Dzięki obliczaniu średniej temperatury gazu na grubości jednego rzędu rury, jako średniej całkowitej, a nie średniej arytmetycznej z temperatur gazu przed i za danym rzędem, uzyskano znaczne polepszenie dokładności modelu. Wyniki obliczeń zostały porównane z wynikami badań eksperymentalnych. Stwierdzono bardzo dobrą zgodność między obliczoną i wyznaczoną eksperymentalnie mocą wymiennika przy różnych prędkościach przepływu powietrza.

Główną zaletą proponowanej metody jest łatwość uwzględnienia złożonego schematu przepływowego wymiennika. Można łatwo zamodelować różną liczbę rzędów rur i biegów w wymienniku. Ponadto model umożliwia wyznaczenie rozkładów temperatury gazu i cieczy z uwzględnieniem zmienności własności termofizycznych czynników wraz z temperaturą.

Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora na temperaturę cieczy na wylocie wymiennika jest na tyle silny, że zagadnienie odwrotne polegające na wyznaczeniu tych obrotów tak, aby osiągnąć zadaną wartość temperatury na wylocie z wymiennika, jest dobrze uwarunkowane. Algorytm wykorzystujący model matematyczny wymiennika jest tak szybki, że czas obliczeń na typowych komputerach typu PC jest pomijalny w porównaniu z czasem ustalenia się równowagi układu. Biorąc pod uwagę fakt, że procesory w komputerach przemysłowych czy nawet w sterownikach, ze względu na

inne warunki pracy, są mniej wydajne, moc obliczeniowa tych procesorów jest również wystarczająca. Umożliwi to stosowanie zaproponowanej metody w warunkach przemysłowych.

Przeprowadzone badania eksperymentalne wskazują, że model doskonale sprawdza się przy zmianach warunków pracy układu, np. zmianach strumienia masy czynnika chłodzonego. Wyznaczona za pomocą modelu wymiennika liczba obrotów wentylatora jest obliczana z uwzględnieniem aktualnych, rzeczywistych warunków pracy układu. Dzięki temu nie obserwujemy przesterowań i oscylacji temperatury wylotowej cieczy. Model zachowuje zdolność do sterowania w szerokim zakresie warunków pracy układu, a w szczególności przy różnych wartościach strumienia objętości cieczy na wlocie do wymiennika.

W porównaniu z cyfrowym regulatorem PID, układ regulacji bazujący na modelu matematycznego wymiennika jest bardziej złożony, głównie z powodu konieczności opracowania tego modelu. Wadą regulatora PID jest natomiast konieczność jego ponownego strojenia (doboru nastaw), nawet przy niewielkich zmianach punktu pracy układu, w szczególności przy zmianach strumienia masy przepływającej cieczy. Jest to kłopotliwe w praktyce, gdyż układ regulacji z regulatorem PID działa często podobnie jak regulator dwupołożeniowy „załącz/wyłącz”, jeżeli wzmocnienia regulatora nie są odpowiednie dla danego punktu pracy wymiennika. Taka praca prowadzi do przyspieszonego zużycia elementów wykonawczych układu.

Przedstawiony układ regulacji oparty na rozwiązaniu zagadnienia odwrotnego może znaleźć zastosowanie w automatycznej regulacji temperatury wylotowej cieczy w wielu urządzeniach, np. w układzie regulacji temperatury płynu chłodzącego silnik spalinowy lub w układzie regulacji mocy nagrzewnic powietrza. Układ bazuje na nieliniowym modelu matematycznym wymiennika, co zapewnia dużą stabilność i dokładność działania układu regulacji, nawet przy dużych zmianach parametrów pracy wymiennika.

Literatura

- [1] Kays W.M., London A.L., Compact Heat Exchangers, 3rd ed., Kreiger Publishing Company, Malabar (Florida) 1998.
- [2] Taler D., Kotłowe wymienniki ciepła, rozdział 3.5, str. 272-307 w książce Procesy cieplne i przepływowe. Modelowanie i monitoring, redakcja naukowa Taler J., Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2011.
- [3] Widziewicz K., Bury T., Składzień J., Experimental and Numerical Thermodynamic Analysis of the Finned Cross-flow Heat Exchanger with Non-uniform Gas Inlet and Radiation Heat Transport. Thermodynamics in Science and Technology, Part 2, Poznań 2011, str. 1049-1056.
- [4] Bury T., Składzień J., Widziewicz K., Eksperymentalne i numeryczne badania wpływu modelowania przepływu czynnika na efektywność działania krzyżowo-prądowego ożebrowanego wymiennika ciepła. Systemy, technologie i urządzenia energetyczne. Tom I (pod redakcją Jana Talera), Kraków 2010, str. 717-726.
- [5] Holger M., Heat Exchangers, Hemisphere Publishing Corporation 1992.
- [6] Kakaç S., Liu H., Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, CRC Press LLC 2002.
- [7] Mills A.F., Basic Heat Mass Transfer, Prentice-Hall, Upper Saddle River, New Jersey 1999.
- [8] Cao E., Heat Transfer in Process Engineering, McGraw-Hill, New York 2010.
- [9] Kakaç S., Yener Y., Convective Heat Transfer, CRC Press, Boca Raton 1995.
- [10] Taler J., Duda P., Solving Direct and Inverse Heat Conduction Problems, Springer, Berlin 2006.
- [11] Koenig D. M., Practical Control Engineering, McGraw-Hill, New York 2009.
- [12] Visioli A., Practical PID Control, Springer, London 2006.
- [13] Smith C. L., Practical Process Control, Wiley, Hoboken 2009.
- [14] Sung S. W., Lee J., Lee I., Process Identification and PID Control, Wiley, Singapore 2009.
- [15] Yu C. C., Autotuning of PID Controllers, Springer, London 2006.
- [16] Ingham J., Dunn I.J., Heinze E., Přenosil J. E., Snape J.B., Chemical Engineering Dynamics, Wiley-VCH, Weinheim 2007.
- [17] Roffel B., Betlem B., Process Dynamics and Control, Wiley, Chichester 2006.
- [18] Smith C. L., Basic Process Measurements, Wiley, Hoboken 2009.

- [19] Taler D., Theoretical and Experimental Analysis of Heat Exchangers with Extended Surfaces, Volume 25, Monograph 3, Polish Academy of Science, Cracow Branch, Commission of Motorization, Cracow 2002.
- [20] Taler D., Dynamika rurowych wymienników ciepła, Rozprawy Monografie Nr 193, Uczelniane Wydawnictwa Naukowo-Dydaktyczne AGH, Kraków 2009.
- [21] Taler J., Teoria i praktyka identyfikacji procesów przepływu ciepła, Ossolineum, Wrocław, Warszawa, Kraków 1995.
- [22] Taler D., Control of the rate of heat flow in a compact heat exchanger by changing the speed of fan rotation, Archives of Thermodynamics, Vol. 30 (2009), No. 4, 67-80.
- [23] Taler D., Sury A., Inverse heat transfer problem in digital temperature control in plate fin and tube heat exchangers, Archives of Thermodynamics, Vol. 32 (2011), No. 4, 17-32.

Spis ilustracji

Rys. 1. Schemat jednorzędowego krzyżowo-prądowego wymiennika ciepła.	13
Rys. 2. Schemat pojedynczej rury w wymienniku krzyżowo-prądowym; a) schemat przepływu czynników, b) obszar kontrolny dla pojedynczej rury, c) przekrój poprzeczny przez obszar kontrolny.	14
Rys. 3. Podział wymiennika na obszary kontrolne (objętości skończone).	16
Rys. 4. Schemat obszaru kontrolnego dla bilansu energii od strony gazu.	16
Rys. 5. Schemat obszaru kontrolnego (objętość skończona) dla bilansu energii od strony cieczy.	17
Rys. 6. Objętość kontrolna dla wymiennika krzyżowo-prądowego z rur grubościennych.	24
Rys. 7. Podział jednej rury przegrzewacza jednorzędowego na objętości skończone (obszary kontrolne); o – spaliny, • - para wodna, □ - ścianka rury; $P1(1), \dots, P1(N)$ – temperatura spalin w węzłach przed przegrzewaczem, $P2(1), \dots, P2(N)$ – temperatura spalin w węzłach za przegrzewaczem, $W1(1), \dots, W1(N+1)$ – temperatura pary w węzłach, $R1(1), \dots, R1(N)$ – temperatura ścianki w węzłach leżących na powierzchni wewnętrznej rury, $R2(1), \dots, R2(N)$ – temperatura w węzłach leżących w środku grubości ścianki, $R3(1), \dots, R3(N)$ – temperatura ścianki w węzłach leżących na powierzchni zewnętrznej rury.	26
Rys. 8. Schemat podziału wymiennika o trzech rzędach rur na objętości skończone (obszary kontrolne).	31
Rys. 9. Schemat przepływu czynników w badanym wymienniku ciepła; 1 – pierwszy rząd rur w górnym (pierwszym) biegu, 2 – drugi rząd rur w górnym biegu, 3 – pierwszy rząd rur w dolnym (drugim) biegu, 4 – drugi rząd rur w dolnym biegu.	33
Rys. 10. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	38
Rys. 11. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.	39
Rys. 12. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	40
Rys. 13. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.	41
Rys. 14. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	42
Rys. 15. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.	43
Rys. 16. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	44
Rys. 17. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.	45
Rys. 18. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	46
Rys. 19. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.	47
Rys. 20. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	48
Rys. 21. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.	49
Rys. 22. Porównanie mocy wymiennika obliczonej i wyznaczonej eksperymentalnie.	50

Rys. 23. Moc poszczególnych rzędów rur i całego wymiennika w funkcji średniej prędkości przepływu powietrza w_0 przed wymiennikiem.....	51
Rys. 24. Średnia prędkość powietrza w_0 przed wymiennikiem w funkcji prędkości obrotowej wentylatora n	53
Rys. 25. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na temperaturę wody na wylocie z wymiennika T_w'' dla różnych strumieni objętości wody \dot{V}_w' na wlocie do wymiennika.	54
Rys. 26. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na temperaturę wody na wylocie z wymiennika T_w'' dla różnych temperatur powietrza T_{am}' na wlocie do wymiennika.	55
Rys. 27. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na strumień ciepła \dot{Q} przekazywany od wody do powietrza dla różnych strumieni objętości wody \dot{V}_w' na wlocie do wymiennika	55
Rys. 28. Wpływ zmiany liczby obrotów wentylatora n na strumień ciepła \dot{Q} przekazywany od wody do powietrza dla różnych strumieni objętości wody \dot{V}_w' na wlocie do wymiennika.	56
Rys. 29. Wyniki pomiarów wymiennika ciepła dla dwóch objętościowych strumieni przepływu wody na wlocie do wymiennika: $\dot{V}_w' = 8$ l/min i $\dot{V}_w' = 20$ l/min.....	58
Rys. 30. Moc wymiennika ciepła \dot{Q}_{ch} w funkcji liczby obrotów wentylatora n ustalonej przez regulator PID oraz funkcji liczby obrotów n wyznaczonej z rozwiązania równania (93) dla tej samej zadanej temperatury wody na wylocie z wymiennika $T_{w,zad}''$	59
Rys. 31. Schemat obiegu powietrznego z zaznaczonymi punktami pomiarowymi;.....	62
Rys. 32. Schemat zasilania szafki sterowniczej.	63
Rys. 33. Schemat sterowania układu pomiarowego.	64
Rys. 34. Schemat montażowy szafki sterowniczej	64
Rys. 35. Komputer stanowiska badawczego oraz system akwizycji danych ALMEMO 5590.....	65
Rys. 36. Szafka sterownicza, falownik bezpośrednio połączony z komputerem stanowiska badawczego	66
Rys. 37. Schemat cyfrowego układu regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika ciepła, bazującego na nieliniowym modelu matematycznym wymiennika, za pomocą zmiany liczby obrotów wentylatora; ADC – przetwornik analogowo-cyfrowy, DAC – przetwornik cyfrowo-analogowy.	67
Rys. 38. Widok interfejsu programu przy obliczeniach wg algorytmu „MODEL”.....	70
Rys. 39. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą układu bazującego na modelu matematycznym wymiennika.	76
Rys. 40. Schemat układu regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika przy zastosowaniu regulatora cyfrowego PID.	77
Rys. 41. Widok interfejsu programu przy obliczeniach wg algorytmu PID.....	78
Rys. 42. Przykład niestabilnej pracy regulatora PID służącego do regulacji temperatury na wylocie z badanego wymiennika; $w_{sr} = w_0/0,4121$ – średnia prędkość powietrza mierzona w przewodzie o przekroju kołowym o średnicy wewnętrznej $d_w = 313$ mm.	79
Rys. 43. Wyniki regulacji temperatury wody na wylocie z wymiennika za pomocą cyfrowego regulatora PID.	91

Spis tabel

Tabela 1. Porównanie temperatur pary i spalin wyznaczonych za pomocą metody objętości skończonej i metody analitycznej ścisłej.	30
Tabela 2. Porównanie temperatur ścianki rury wyznaczonych za pomocą metody objętości skończonej i metody analitycznej ścisłej.	30
Tabela 3. Porównanie wyników obliczeń wymiennika ciepła za pomocą metody analitycznej ścisłej oraz opracowanego modelu numerycznego.	35
Tabela 4. Zestawienie serii pomiarowych.....	36
Tabela 5. Wyniki pomiarów cieplnych wymiennika dla $Vw' = 8$ l/min i $Tam' = 4,6$ °C.....	38
Tabela 6. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 8$ l/min i $Tam' = 4,6$ °C.....	39
Tabela 7. Wyniki pomiarów cieplnych wymiennika dla $Vw' = 16$ l/min i $Tam' = 4,6$ °C.....	40
Tabela 8. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 16$ l/min i $Tam' = 4,6$ °C.....	41
Tabela 9. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 12,1$ l/min i $Tam' = 6,7$ °C.....	42
Tabela 10. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 12,1$ l/min i $Tam' = 6,7$ °C.....	43
Tabela 11. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 20,1$ l/min i $Tam' = 6,7$ °C.....	44
Tabela 12. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 20,1$ l/min i $Tam' = 6,7$ °C.....	45
Tabela 13. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 8,0$ l/min i $Tam' = 16,8$ °C.....	46
Tabela 14. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 8,0$ l/min i $Tam' = 16,8$ °C.....	47
Tabela 15. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 12,0$ l/min i $Tam' = 16,8$ °C.....	48
Tabela 16. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 12,0$ l/min i $Tam' = 16,8$ °C.....	49
Tabela 17. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 20,0$ l/min i $Tam' = 16,8$ °C.....	50
Tabela 18. Wyniki obliczeń strumienia ciepła (mocy) przekazywanego od wody do powietrza w poszczególnych rzędach rur dla $Vw' = 20,0$ l/min i $Tam' = 16,8$ °C.....	51
Tabela 19. Porównanie wyników pomiarów i obliczeń.	57
Tabela 20. Nastawy parametrów falownika dla sterowania poprzez program komputerowy i sterowania regulatorem RE3.....	68