



Modelowanie procesu odzysku ciepła ze spalin z kondensacją

AUTOR: Krzysztof Polko^a

^a Zakład Mechaniki i Systemów Energetycznych, Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów, Politechnika Wrocławska

* Adres do korespondencji: krzysztof.polko@pwr.edu.pl, tel. 71 320 44 85

STRESZCZENIE

W artykule przedstawiono metodologię obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła spaliny-woda, służącego do odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych bloku energetycznego węglowego. Obliczenia oparto na modelu matematycznym Colburna–Hougena. Opracowano modyfikację tego modelu, polegającą na uzupełnieniu go o formuły obliczające wartość współczynnika zawilżenia spalin w danej temperaturze na podstawie wykresu Molliera. Bazując na powyższej modyfikacji modelu, opracowano algorytm obliczeń wymiennika ciepła zainstalowanego w kanale spalin bloku energetycznego opalanego węglem brunatnym.

SŁOWA KLUCZOWE: *wymiennik ciepła, kondensacja, ciepło odpadowe*

1. WPROWADZENIE

Zagadnienie odzysku ciepła odpadowego spalin budzi zainteresowanie ze względu na wzrost sprawności elektrowni związany z odzyskiwanym ciepłem [1]. W ostatnim dwudziestoleciu zaczęto rozwijać komercyjną technikę odzysku ciepła odpadowego spalin oraz opracowywać sposoby jak najlepszego jego wykorzystania [2]. Nie buduje się już nowych bloków energetycznych węglowych nie posiadających układów odzysku ciepła ze spalin [3]. W celu odzysku większego strumienia ciepła istnieje zatem potrzeba zainstalowania wymiennika ciepła z kondensacją pary wodnej zawartej w spalinach.

Celem artykułu jest przedstawienie metodyki obliczeń pola powierzchni kondensacyjnego wymiennika ciepła spaliny-woda, służącego do odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych bloku energetycznego opalanego węglem brunatnym.

Modelowanie procesu wymiany ciepła z kondensacją pary zawartej w spalinach komplikuje fakt, iż skraplanie odbywa się w obecności gazów inertycznych. W omawianym przypadku są to: CO₂, CO, SO₂, N₂, O₂. Dodatkowo strumień odzyskanego ciepła powstaje w wyniku: przejmowania ciepła na skutek różnicy temperatur pomiędzy

spalinami T_g a kondensatem T_i oraz dyfuzji cząsteczek pary wodnej wskutek różnicy stężeń między parą zawartą rdzeniu strumienia spalin y_{H_2O} a parą płynącą przy powierzchni kondensatu y_i .

W 1934 roku Colburn i Hougen [4] opracowali metodę obliczania wymiennika ciepła z kondensacją, bazującą na dyskretyzacji powierzchni wymiany ciepła z powodu zmieniających się współczynników wnikania ciepła, strumieni ciepła, różnic temperatur itd. w poszczególnych punktach wymiennika. Metoda Colburna–Hougena bazuje na rozwiązywaniu równania Colburna–Hougena metodą kolejnych przybliżeń, która nie jest zbieżna. Ponadto strumień masy pary wodnej na wylocie wymiennika jest zakładany wstępnie, a nie obliczany, przez co zarówno strumień masy wody chłodzącej, kondensatu, jak i całkowity strumień ciepła przekazanego wodzie podlegają znacznej weryfikacji.

W 2010 roku K. Jeong, E. Levy i in. [5], bazując na modelu Colburna–Hougena, opracowali model analityczny jednobiegowego krzyżowego wymiennika ciepła z kondensacją i schładzaniem spalin. Podczas obliczeń wymiany ciepła pominięte zostały opory ciepła kondensatu, znajdującego się na powierzchni rury po stronie spalin. Przyjęto, że współczynnik przejmowania ciepła jest taki sam jak dla rury, co spowodowało niedokładne określenie współczynnika przenikania ciepła ze spalin do wody.

W artykule do obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła zastosowano m.in. modele [4-7]. Opracowano model matematyczny płaszczowo-rurowego wymiennika ciepła. Założono, że proces schładzania spalin odbywa się bez kondensacji, a następnie (po schłodzeniu spalin poniżej punktu rosy) z kondensacją. W stosunku do prac [5-6] wprowadzono współczynnik zawilżenia spalin X na podstawie wykresu Molliera. W stosunku do pracy [5], opracowano metodę obliczeń liczby Lewisa spalin, korzystając z jej definicji. Dotychczas w literaturze przyjmowano stałą wartość liczby Lewisa [5, 8]. Ponadto rozszerzono teorię Chapmana–Enskoga, mającą ograniczenie do obliczenia współczynnika dyfuzji masy D dla dwuskładnikowych mieszanin, wprowadzając hipotezę o proporcjonalności liczby Lewisa Le do udziałów molowych składników gazowych. Najważniejszym osiągnięciem autora jest zaproponowanie algorytmu obliczeń wymiennika, bazującego na przedstawionej modyfikacji modelu matematycznego Colburna–Hougena.

2. MODEL MATEMATYCZNY

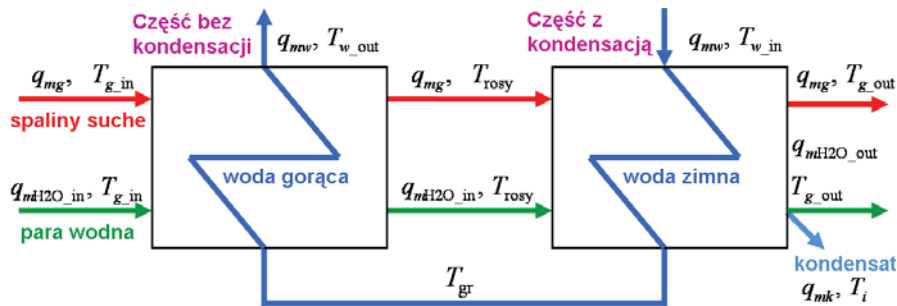
2.1. ZAŁOŻENIA MODELU

W modelu matematycznym przyjęto następujące założenia:

- przepływ ciepła jest ustalony i jednowymiarowy;
- wymiennik ciepła jest płaszczowo-rurowy, krzyżowo-przeciwprądowy typu spaliny-woda;
- skraplanie pary wodnej zachodzi tylko na powierzchni pionowych rur;
- proces schładzania spalin odbywa się w stałym ciśnieniu p ;
- strumień masy wody chłodzącej w rurach jest stały;

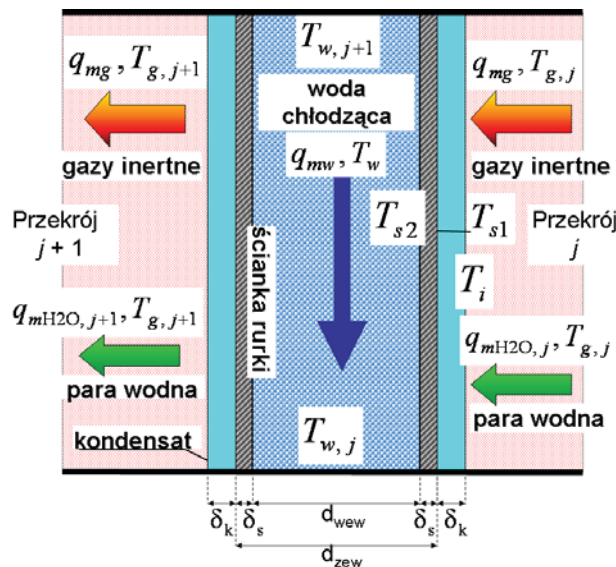
- f) zachodzi jedynie kondensacja błonowa;
- g) nie występują straty ciepła do otoczenia.

Schemat blokowy procesu schładzania spalin w kondensacyjnym wymienniku ciepła przedstawiono na rys. 1.



Rys. 1. Schemat blokowy procesu wymiany ciepła pomiędzy spalinami i wodą

W celu wyprowadzenia równań modelu opracowano objętość kontrolną przedstawioną na rys. 2.



Rys. 2. Objętość kontrolna modelu wraz z oznaczonymi parametrami cieplno-przeptywowymi

2.2. MODEL WYMIANY CIEPŁA BEZ KONDENSACJI

Proces schładzania spalin bez kondensacji pary wodnej trwa do momentu, aż temperatura spalin osiągnie punkt rosy T_{rosy} . Strumień masy pary q_{mH_2O} , a więc i całkowity strumień spalin mokrych q_{mspm} , nie ulegają zmianie. Proces odbywa się przy stałym współczynniku zawilżenia spalin X .

Strumień ciepła Q pobranego ze spalin przez wodę chłodzącą składa się jedynie ze strumienia ciepła jawnego Q_j spalin suchych i pary wodnej:

$$Q_j = q_{mspm} \cdot (c_{p_spm}(T_{g_in}) \cdot T_{g_in} - c_{p_spm}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy}) \quad (1)$$

gdzie T_{g_in} – temperatura spalin na wlocie wymiennika.

Równanie różniczkowe bilansu ciepła dla wody i spalin jest postaci:

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_s) \cdot dA = q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_w) \cdot dT_w = \alpha_w \cdot (T_s - T_w) \cdot dA \quad (2)$$

gdzie: T_s – średnia temperatura ścianki rury;

T_w – temperatura wody chłodzącej;

T_g – temperatura spalin;

α_w – współczynnik wnikania ciepła do wody;

α_g – współczynnik przejmowania ciepła od strony spalin;

q_{mw} – strumień masy wody chłodzącej;

Wartość współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g wyznaczono z formuły obliczeniowej na liczbę Nusselta dla rury nie pokrytej warstwą kondensatu [5]:

$$Nu = 0,27 \cdot Re^{0,63} \cdot Pr^{0,36} \quad (3)$$

2.3. MODEL WYMIANY CIEPŁA Z KONDENSACJĄ

Od momentu zajścia kondensacji strumień masy pary wodnej q_{mH_2O} , a zarazem strumień masy spalin mokrych q_{mspm} , maleją na drodze spalin w wymienniku ciepła zgodnie z równaniem bilansu masy:

$$q_{mspm} = q_{mg} + q_{mH_2O} = q_{mg} + X \cdot q_{mg} \quad (4)$$

Równanie Colburna-Hougena przyjmuje tutaj postać:

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_i) + r_{H_2O} \cdot k_m \cdot (y_{H_2O} - y_i) = k \cdot (T_g - T_w) = q_{mw} \cdot c_{pw} \cdot \frac{dT_w}{dA} \quad (5)$$

Najważniejszą modyfikacją modelu Colburna–Hougena, zaproponowaną przez autora, było uzupełnienie metodologii obliczeń, opisanej w [4] o wzory pozwalające wyznaczyć udział molowy pary wodnej w rdzeniu strumienia y_{H_2O} przy pomocy współczynnika zawilżenia spalin X . Współczynnik ten jest, oprócz temperatury i ciśnienia, trzecim parametrem stanu spalin. Definiuje się go jako stosunek strumienia masy pary wodnej do strumienia masy spalin suchych [9]:

$$X = \frac{q_{mH_2O}}{q_{mg}} = \frac{M_{H_2O}}{M_g} \cdot \frac{P_{H_2O}}{P - P_{H_2O}} \quad (6)$$

gdzie: $p_{\text{H}_2\text{O}}$ – ciśnienie parcjale pary wodnej w funkcji temperatury spalin, obliczane z formuły aproksymacyjnej, podanej w [10], $M_{\text{H}_2\text{O}}$, M_g – masa molowa odpowiednio pary wodnej i gazów inertnych.

Wtedy strumień masy kondensatu wynosi:

$$q_{mk} = q_{mg} \cdot (X_1 - X_2) \quad (7)$$

gdzie X_1 , X_2 – współczynniki zawilżenia spalin na wlocie i wylocie wymiennika.

Szukany udział molowy pary wodnej $y_{\text{H}_2\text{O}}$ jest więc równy:

$$y_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{\frac{q_{m\text{H}_2\text{O}}}{q_{m\text{H}_2\text{O}} + q_{mg}}}{M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \left(\frac{1 - \frac{q_{m\text{H}_2\text{O}}}{q_{m\text{H}_2\text{O}} + q_{mg}}}{M_g} + \frac{q_{m\text{H}_2\text{O}}}{(q_{m\text{H}_2\text{O}} + q_{mg})M_{\text{H}_2\text{O}}} \right)} \quad (8)$$

Dzięki zaproponowanej modyfikacji, równanie Colburna–Hougena można rozwiązywać w sposób algebraiczny, bez użycia metody kolejnych przybliżeń. W równaniu tym występuje dokładnie jedna niewiadoma – temperatura powierzchni kondensatu T_i .

Spadek temperatury rosy T_{rosy} , obliczony z formuły aproksymacyjnej podanej w [10], ze względu na skraplający się kondensat i zmniejszające się ciśnienie parcjale pary $p_{\text{H}_2\text{O}}$, wpływa na udział molowy pary nieskroplonej przy powierzchni kondensatu na rurach (równanie Antoine’a [11]):

$$y_i = 1000 \cdot \frac{\exp \left[16,262 - \frac{3799,89}{T_{\text{rosy}} + 226,35} \right]}{p_{\text{atm}}} \quad (9)$$

Współczynnik przejmowania ciepła od strony spalin α_g wyznaczono z formuły [12]:

$$\alpha_g = \frac{11,36}{3} \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_{\text{H}_2\text{O}}) g r_{\text{H}_2\text{O}}}{4\mu_k (T_{\text{rosy}} - T_w) b} \right)^{\frac{1}{4}} \left(\frac{v_{spm}^2 \rho_{spm} \alpha_{g,n}}{g \lambda_k \rho_k} \right)^{0,08} Nu^{-0,58} \quad (10)$$

W modelu matematycznym opracowano również procedurę obliczania liczby Lewisa spalin wprost z jej definicji. Zgodnie z teorią Chapmana–Enskoga [13], wartość współczynnika dyfuzji pary wodnej w danym składniku spalin wynosi:

$$D_{\text{H}_2\text{O}}(D; T; T_g) = D(T) \cdot \left(\frac{T_g + 273,15}{T} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (11)$$

gdzie $D(T)$ – współczynnik dyfuzji pary wodnej w danym składniku spalin w temperaturze T , podany w tablicach [9].

Wzór powyższy ogranicza się jedynie do mieszanin dwuskładnikowych. Stąd dla spalin, będących mieszaniną wieloskładnikową, zaproponowano hipotezę proporcjonalności współczynnika dyfuzji do udziałów molowych poszczególnych składników gazowych. Zgodnie z tą hipotezą, wzór na liczbę Lewisa spalin jest postaci:

$$Le = \left(\frac{y_{\text{CO}_2} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}}(0,202 \cdot 10^{-4}; 307,4; T_g)}{v_{\text{spm}}(T_g) \cdot (y_{\text{CO}_2} + y_{\text{N}_2} + y_{\text{O}_2})} + \frac{y_{\text{N}_2} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}}(0,293 \cdot 10^{-4}; 298,2; T_g)}{v_{\text{spm}}(T_g) \cdot (y_{\text{CO}_2} + y_{\text{N}_2} + y_{\text{O}_2})} + \frac{y_{\text{O}_2} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}}(0,282 \cdot 10^{-4}; 308,1; T_g)}{v_{\text{spm}}(T_g) \cdot (y_{\text{CO}_2} + y_{\text{N}_2} + y_{\text{O}_2})} \right) \cdot Pr^{-1} \quad (12)$$

Wartość liczby Lewisa spalin niezbędna jest do wyznaczenia współczynnika wnikania masy [5]:

$$k_m = \frac{\alpha_g \cdot M_{\text{H}_2\text{O}} \cdot \ln \left(\frac{1 - y_i}{1 - y_{\text{H}_2\text{O}}} \right)}{c_{pg} \cdot M_{\text{spm}} \cdot (y_{\text{H}_2\text{O}} - y_i) \cdot Le^{\frac{2}{3}}} \quad (13)$$

Całkowity strumień ciepła Q pobranego przez wodę składa się ze: strumienia ciepła jawnego spalin suchych, strumienia ciepła jawnego pary, strumienia ciepła utajonego oraz strumienia ciepła schłodzonego kondensatu. Zatem:

$$Q = q_{\text{mspm_in}} \cdot c_{p_spm}(T_{\text{rosy}}) \cdot T_{\text{rosy}} - q_{\text{mspm_out}} \cdot c_{p_spm}(T_{g_out}) \cdot T_{g_out} + r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot q_{mk} + q_{mk} \cdot c_{pw} \cdot (T_{\text{rosy}} - T_{g_out}) \quad (14)$$

W powyższych wzorach, właściwości fizyczne spalin, kondensatu i wody obliczono z formuł aproksymacyjnych podanych w [10].

3. ALGORYTM OBLICZEŃ

Opracowany algorytm obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła bazuje na modyfikacjach modelu Colburna–Hougena zaproponowanych w poprzednim rozdziale. Schemat obliczeń podzielono na cztery procedury odpowiadające modelowi matematycznemu:

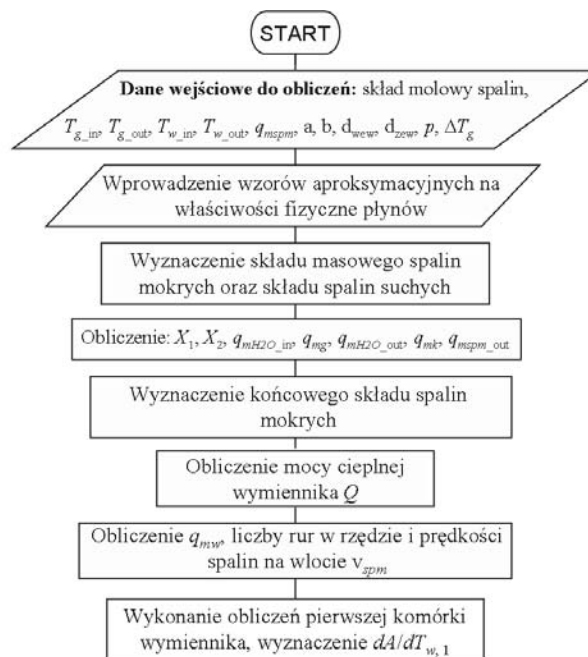
- inicjującą zmienną i przeprowadzającą wstępne obliczenia;
- przebiegającą obliczenia dla części wymiennika bez kondensacji;
- przebiegającą obliczenia dla sekcji wymiennika z kondensacją;
- przebiegającą obliczenia końcowe.

Procedura obliczeń wstępnych służy głównie do wstępnego wyznaczenia: strumienia masy wody chłodzącej q_{mw} , całkowitej mocy cieplnej wymiennika Q , strumienia masy kondensatu q_{mk} oraz liczby komórek obliczeniowych wymiennika.

Istotą obliczeń każdej komórki wymiennika ciepła w procedurach obliczeń sekcji bez kondensacji i z kondensacją jest wyznaczenie przyrostu pola powierzchni rur po zmianie temperatury wody chłodzącej dA/dT_w , odpowiadającego przyjętemu stałemu spadkowi temperatury spalin o ΔT_g . Spadek ten jest miarą każdej komórki wymiennika. W kolejnych komórkach obliczeniowych maleje temperatura spalin T_g aż do osiągnięcia punktu rosy T_{rosy} , co przerywa obliczenia sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji. Procedura obliczeń sekcji wymiennika ciepła z kondensacją przebiega do momentu, aż temperatura spalin osiągnie założoną wartość na wylocie T_{g_out} .

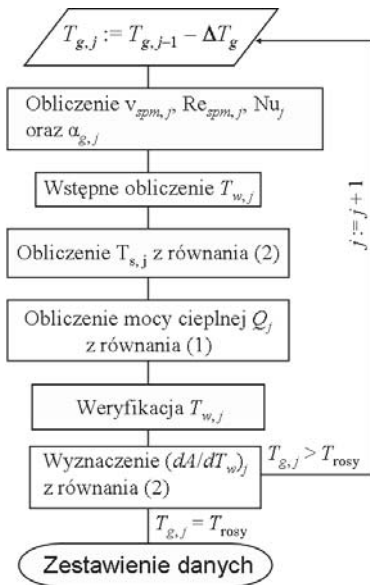
Celem procedury obliczeń końcowych jest wyznaczenie pola powierzchni wymiany ciepła A , czyli pola powierzchni zewnętrznej rur. Wielkość tę obliczono całkując numerycznie wyrażenie dA/dT_w , którego wartość wyznaczono w każdej komórce obliczeniowej. Drugim celem procedury jest obliczenie dokładnej geometrii wymiennika ciepła – liczby rur z wodą, liczby rzędów rur, całkowitej długości wszystkich rur oraz długości L wymiennika ciepła.

Schemat blokowy poszczególnych procedur obliczeń przedstawiono na rys. 3–5. Algorytm obliczeń krok po kroku przedstawiono w pracy [14].

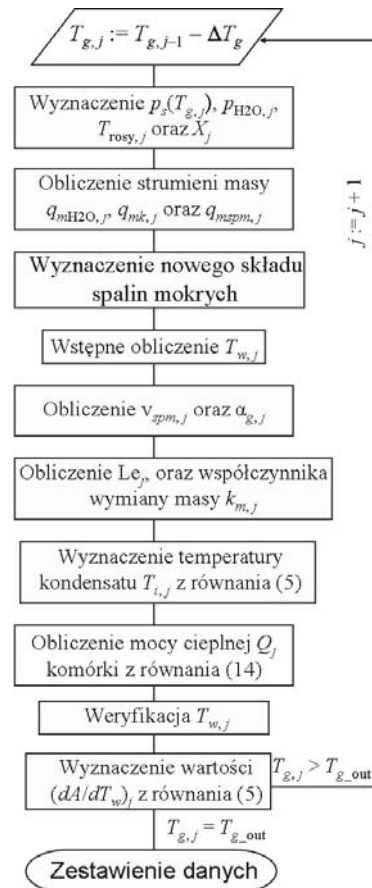


Rys. 3. Schemat blokowy procedury inicjującej zmienne i przeprowadzającej wstępne obliczenia

a)



b)



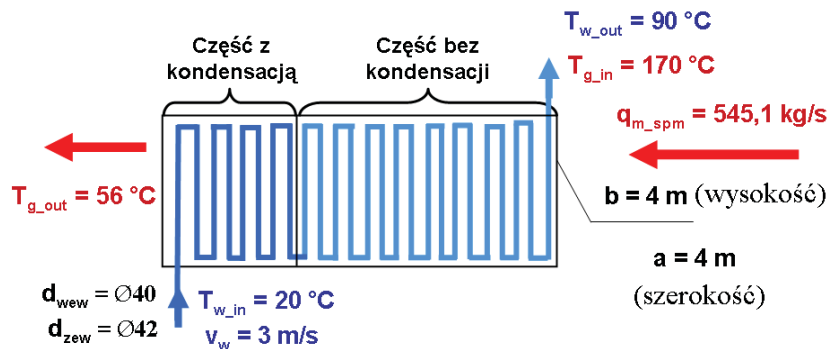
Rys 4. Schemat blokowy procedury obliczeń j-tej komórki wymiennika ciepła:
 (a) bez kondensacji pary wodnej; (b) z kondensacją pary wodnej



Rys. 5. Schemat blokowy procedury obliczeń końcowych wymiennika ciepła

4. WYNIKI OBLICZEŃ

Geometrię wymiennika oraz dane liczbowe przyjęte w przykładzie obliczeniowym przedstawiono na rys. 6.

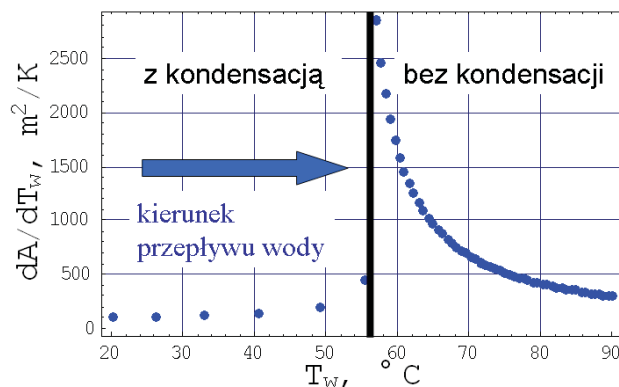


Rys. 6. Założenia liczbowe do przykładu obliczeniowego

Pozostałymi danymi wejściowymi do obliczeń są: spadek temperatury spalin w każdej komórce wymiennika $\Delta T_g = 2\text{ K}$ oraz udziały molowe poszczególnych składników gazowych w spalinach mokrych.

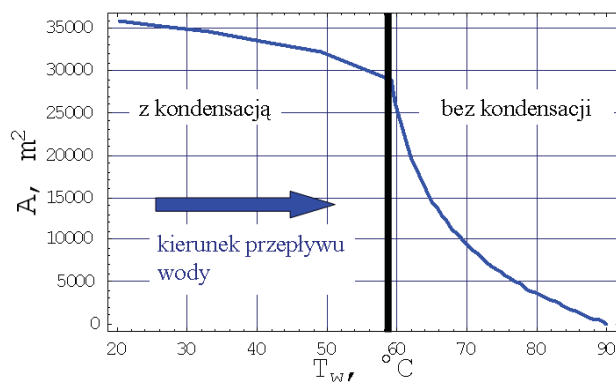
Przyjęty strumień spalin odpowiada 50% strumieniowi spalin w bloku opalanym węglem brunatnym o mocy brutto 900 MW_{el}.

Całkowite pole powierzchni wymiany ciepła A otrzymano w wyniku całkowania numerycznego wyrażenia dA/dT_w , oznaczającego pole powierzchni wymiany ciepła potrzebnej do ogrzania wody o 1 K, w funkcji temperatury wody T_w (rys. 7).



Rys. 7. Przyrost pola powierzchni wymiennika dA/dT_w w funkcji temperatury wody T_w w rurach

Na rys. 8 przedstawiono zależność pola powierzchni wymiany ciepła A od spadku temperatury wody chłodzącej T_w . Wykres ten przedstawia rozwiązanie równań różniczkowych (2) i (5). Całkowite pole powierzchni wymiany ciepła, jakie otrzymano w wyniku obliczeń numerycznych, wynosi $A = 35834,8 \text{ m}^2$.



Rys. 8. Pole powierzchni wymiany ciepła A w zależności temperatury wody T_w w rurach

W celu sprawdzenia poprawności algorytmu dokonano porównania obliczeń wymiennika ciepła przy pomocy przedstawionego algorytmu (tab. 1) z obliczeniami wymiennika klasyczną metodą Colburna–Hougena (tab. 2).

Tabela 1. Wyniki obliczeń wymiennika ciepła zmodyfikowaną metodą Colburna–Hougena

	0	1	2	3	4	Wyniki końcowe
$T_g, ^\circ\text{C}$	65,1	62	60	58	56	
$T_w, ^\circ\text{C}$	59,2	40,2	32,7	26	20	
$q_{mk}, \text{kg/s}$	–	9,07	8	7,05	6,25	$\Sigma q_{mk} = 30,37 \text{ kg/s}$
Q, MW	–	22,9	20,3	18	16,1	$\Sigma Q = 77,3 \text{ MW}$
$dA/dT_w,$ m^2/K	439,7	138,88	117,7	105,9	96,2	$A = 7011,65 \text{ m}^2$ $L = 2,88 \text{ m}$

Tabela 2. Wyniki obliczeń wymiennika ciepła klasyczną metodą Colburna–Hougena

	0	1	2	3	4	Wyniki końcowe
$T_g, ^\circ\text{C}$	65,1	62	60	58	56	
$T_w, ^\circ\text{C}$	59,2	41	31,7	24,6	20,1	
$q_{mk}, \text{kg/s}$	–	7,9	10	7,5	4,7	$\Sigma q_{mk} = 30,1 \text{ kg/s}$
Q, MW	–	20,1	25,2	19,1	12,3	$\Sigma Q = 76,7 \text{ MW}$
$dA/dT_w,$ m^2/K	439,7	143,6	114,3	102,2	96,3	$A = 6987,58 \text{ m}^2$ $L = 2,9 \text{ m}$

Przeprowadzono również analizę błędów obliczeń obiema metodami. Wybrano kilka zmiennych porównawczych dla każdej komórki części wymiennika ciepła z kondensacją: temperaturę wody T_w , strumień masy kondensatu q_{mk} , moc cieplną Q danej komórki oraz wartość wyrażenia dA/dT_w . Na koniec porównano: całkowity strumień wykroplonego kondensatu, całkowitą moc cieplną sekcji wymiennika z kondensacją, całkowite pole powierzchni wymiany ciepła A oraz długość L tej sekcji.

Największą niepewność (ok. 6%) otrzymano w wyniku obliczeń strumienia masy kondensatu w każdej komórce. Rozbieżność ta wynika z faktu, iż w obliczeniach klasyczną metodą Colburna–Hougena ciśnienie parcjalne pary wodnej w każdej komórce wymiennika jest zakładane, a nie obliczane.

Niepewność obliczeń w wynikach końcowych nie przekracza 1%, co pozwala wnioskować o poprawności opracowanego algorytmu.

5. WNIOSKI

1. Sposób prowadzenia obliczeń potwierdził, że zaproponowana modyfikacja metody Colburna–Hougena pozwala na rozwiązywanie równania Colburna–Hougena metodą algebraiczną.

2. W wyniku obliczeń liczby Lewisa spalin metodą zaproponowaną przez autora, otrzymano wartości tej liczby w przedziale 0,7–0,75. Obliczone wartości są podobne do wartości referencyjnych przyjmowanych w literaturze.

3. Na podstawie przeprowadzonych obliczeń numerycznych części kondensacyjnej wymiennika ciepła klasyczną oraz zmodyfikowaną metodą Colburna–Hougena stwierdzono dobrą zgodność pomiędzy wartościami obliczonymi obiema metodami, dzięki czemu potwierdzono poprawność opracowanego algorytmu obliczeń.

LITERATURA

- [1] **Wójs K., Szulc P., Redzicki R., Gadowski J.:** *Odzysk ciepła odpadowego spalin do podgrzewu regeneracyjnego bloku energetycznego*, Prace Naukowe Instytutu Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów Politechniki Wrocławskiej, 56, 421-428, 2000.
- [2] **Webb R., Wanniarachchi A.:** *The effect of non-condensable gases in water chiller condensers – literature survey and theoretical predictions*, ASHARE Trans. 80, 142-159, 1980.
- [3] **Rataj Z., Walewski A., Wojnar W.:** *Maksymalizacja stopnia wykorzystania potencjału energii odpadowej spalin kotłów w nowoczesnych blokach – ocena sprawności i bilansowanie*, VIII Konferencja Kotłowa '98. Aktualne Problemy Budowy i Eksploatacji Kotłów, Tom 3, 31-461, 1998.
- [4] **Colburn A., Hougen O.:** *Design of cooler condensers for mixtures of vapors with non-condensing gases*, Ind. Eng. Chem. 26, 1178-1182, 1934.
- [5] **Jeong K., Kessen M., Bilirgen H., Levy E.:** *Analytical modeling of water condensation in condensing heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 53, 2361-2368, 2010.
- [6] **Jeong K.:** *Condensation of water vapor and sulfuric acid in boiler flue gas*, Rozprawa doktorska, Lehigh University, 2009.
- [7] **Nusselt W.:** *Die Oberflaechenkondensation des Wasserdampfes*, Z.Ver. Dtsch. Ing 60, 541-552, 1916.
- [8] **Al-mutawa N.:** *Experimental Investigations of Frosting and Defrosting of Evaporator Coils at Freezer Temperature*, Rozprawa doktorska, The University of Florida, 1997.
- [9] **Kalinowski E.:** *Termodynamika*, Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1994.
- [10] **Glück K.:** *Zustands- und Stoffwerte. Wasser. Dampf. Luft. Verbrennungsrechnung*, Verlag für Bauwesen GmbH. Berlin, 1991.
- [11] **Antoine C.:** *Tensions des vapeurs; nouvelle relation entre les tensions et les températures*, Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Science 107, 681-837, 1888.
- [12] **Fuks S.:** *Teplootdaca pri kondensaciji dvizuscegosja para v gorizontalnem trubnom puckie*, Tieploenergetika, 4(2), s. 35-38, 1957.
- [13] **Incropera F., DeWitt D.:** *Fundamentals of heat and mass transfer*. 4th edition. John Wley and Sons, 1996.
- [14] **Polko K.:** *Modelowanie procesu odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych*, Rozprawa doktorska, Politechnika Wroclawska, Raport serii PREPRINTY nr 35/2012, Wrocław, 2012.