

Na prawach rękopisu

Politechnika Wroclawska

Instytut Techniki Ciepłej i Mechaniki Płynów

Raport serii PREPRINTY nr 35/2012

Modelowanie procesu odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych

KRZYSZTOF POLKO

Słowa kluczowe: wymiennik ciepła
ciepło odpadowe
kondensacja

Praca doktorska

Promotor: Prof. dr hab. inż. Kazimierz Wójs

WROCLAW, 2012

SPIS TREŚCI

	Strona
Spis rysunków	4
Wykaz ważniejszych oznaczeń	7
1. Wstęp	10
2. Przegląd literatury	12
2.1. Ewolucja bloków energetycznych węglowych.....	12
2.2. Odzysk i zagospodarowanie ciepła odpadowego spalin wylotowych w blokach energetycznych węglowych	20
2.3. Modele matematyczne wymiany ciepła z kondensacją	27
2.4. Klasyczna metoda Colburna-Hougena	32
2.5. Wybrane modyfikacje metody Colburna-Hougena.....	37
2.6. Wnioski z przeglądu literatury.....	40
3. Cel, zakres i teza pracy	41
4. Model matematyczny kondensacyjnego wymiennika ciepła	42
4.1. Założenia modelu.....	42
4.2. Model matematyczny wymiany ciepła bez kondensacji	45
4.3. Model matematyczny wymiany ciepła z kondensacją.....	47
5. Algorytm obliczeń	53
5.1. Obliczenia wstępne.....	53
5.2. Procedura obliczeń sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji pary.....	59

5.3. Procedura obliczeń sekcji wymiennika ciepła z kondensacją pary.....	62
5.4. Obliczenia końcowe.....	66
6. Stanowisko badawcze.....	67
6.1. Opis stanowiska.....	67
6.2. Urządzenia pomiarowe	70
6.3. Program badań.....	72
7. Wyniki obliczeń i ich analiza.....	73
7.1. Porównanie wyników obliczeń numerycznych modelu z wynikami badań eksperymentalnych	73
7.2. Przykład obliczeniowy.....	76
7.3. Analiza wyników obliczeń.....	78
8. Podsumowanie i wnioski.....	91
Dodatki.....	93
Dodatek 1. Właściwości fizyczne płynów.....	94
Dodatek 2. Algorytm obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła zmodyfikowaną metodą Colburna-Hougena.....	96
<i>Bibliografia</i>	100

Spis rysunków

Rys. 1	Struktura paliw dla elektroenergetyki w skali globalnej w prognozie IEA [127].....	11
Rys. 2	Przegląd technologii zwiększających sprawność bloków węglowych oraz zmniejszających emisje zanieczyszczeń do środowiska w przemyśle energetycznym	13
Rys. 3	Rozwój średniej sprawności elektrowni węglowych na świecie w latach 1880-2020 [73, 108].....	15
Rys. 4	Ewolucja temperatury pary w najsprawniejszych blokach węglowych w latach 1900-2010, [121].....	16
Rys. 5	Redukcja emisji CO ₂ w danym bloku węglowym w zależności od przyrostu jego sprawności [96].....	19
Rys. 6	Rozkład temperatur spalin od kotła do wylotu komina [61, 64, 87, 117].....	22
Rys. 7	Układ odzysku ciepła ze spalin do podgrzewu i osuszania spalin płynących za IOS do komina [130].....	24
Rys. 8	Schemat układu odzysku ciepła odpadowego spalin do podgrzewu wody sieciowej [130].	24
Rys. 9	Schemat układu odzysku ciepła odpadowego spalin do podgrzewu powietrza wlotowego i kondensatu [131].....	25
Rys. 10	Schemat układu odzysku ciepła ze spalin w Elektrowni Niederaussem [44].....	26
Rys. 11	Zasada podgrzania wody zasilającej i powietrza wlotowego w wymienniku REKULUVO plus [®] [87, 89].....	26
Rys. 12	a) kondensacja kropłowa, b) kondensacja błonowa.	29
Rys. 13	Rozkład temperatur czynników i udziałów molowych pary wodnej w pobliżu powierzchni wymiany ciepła przy schładzaniu spalin z kondensacją.....	31
Rys. 14	Algorytm obliczeń pola powierzchni wymiennika ciepła klasyczną metodą Colburna-Hougena.....	35
Rys. 15	Algorytm obliczeń j-tej sekcji wymiennika ciepła metodą Colburna-Hougena zmodyfikowaną przez J. Smitha [104].....	39
Rys. 16	Schemat blokowy procesu wymiany ciepła pomiędzy spalinami i wodą.....	44
Rys. 17	Objętość kontrolna modelu wraz z oznaczonymi parametrami cieplno-przepływowymi....	45
Rys. 18	Wykres Molliera dla izobarycznego ochładzania spalin.	50
Rys. 19	Schemat blokowy procedury inicjującej zmienne i przeprowadzającej wstępne obliczenia.....	59
Rys. 20	Schemat blokowy procedury obliczeń sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji pary wodnej.....	62
Rys. 21	Schemat blokowy procedury obliczeń sekcji wymiennika ciepła z kondensacją pary wodnej.....	66

Rys. 22	Schemat blokowy procedury obliczeń końcowych wymiennika ciepła.....	67
Rys. 23	Schemat stanowiska badawczego.....	68
Rys. 24	Fotografia stanowiska laboratoryjnego: a – instalacja z komorą spalania po prawej, b – kondensacja na rurach wymiennika ciepła, obserwowana w okienku inspekcyjnym..	70
Rys. 25	Widok interfejsu graficznego użytkownika.....	72
Rys. 26	Porównanie rozkładów obliczonych temperatur spalin (linie ciągłe) z wartościami zmiierzonymi (punkty) wzdłuż długości wymiennika ciepła dla różnych wartości temperatury wlotowej spalin T_{g_in}	74
Rys. 27	Porównanie rozkładów obliczonych temperatur spalin (linie ciągłe) z wartościami zmiierzonymi (punkty) wzdłuż długości wymiennika ciepła dla różnych strumieni masy spalin na wlocie q_{mpsm}	75
Rys. 28	Porównanie rozkładów obliczonych temperatur spalin (linie ciągłe) z wartościami zmiierzonymi (punkty) wzdłuż długości wymiennika ciepła dla różnych strumieni masy wody chłodzącej q_{mw}	75
Rys. 29	Porównanie wartości zmierzonego i obliczonego współczynnika zawilżenia spalin a – na wlocie wymiennika ciepła w funkcji temperatury wlotowej spalin, b – na wylocie wymiennika w funkcji temperatury wylotowej spalin.....	76
Rys. 30	Porównanie wartości obliczonego i zmierzonego współczynnika przenikania ciepła k ze spalin do wody w zależności od temperatury wlotowej spalin.....	76
Rys. 31	Założenia liczbowe do przykładu.....	77
Rys. 32	Przyrost pola powierzchni wymiennika dA/dT_w w funkcji temperatury wody w rurkach.	79
Rys. 33	Udziały poszczególnych strumieni ciepła: jawnego spalin, jawnego pary, utajonego i schładzania kondensatu na całej długości bezwymiarowej wymiennika ciepła.....	80
Rys. 34	Sumaryczny strumień ciepła pobranego przez wodę chłodzącą w funkcji temperatury spalin.....	80
Rys. 35	Rozkład: a – współczynnika zawilżenia spalin, b – ciśnienia parcjalnego pary, c – wilgotności względnej na bezwymiarowej długości wymiennika ciepła oraz d – strumieni masowych spalin, pary i kondensatu na bezwymiarowej długości sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	81
Rys. 36	Odstęp d pomiędzy rurami wymiennika zależności od ich przyjętej średnicy wewnętrznej dwuw.....	82
Rys. 37	Pole powierzchni wymiany ciepła A w zależności od prędkości spalin mokrych na wlocie.....	82
Rys. 38	Pole powierzchni wymiany ciepła A w zależności od liczby Reynoldsa wody płynącej w rurkach.....	83
Rys. 39	Zależność liczby Nusselta od liczby Reynoldsa spalin: a – przy schładzaniu spalin bez kondensacji, b – przy wymianie ciepła z kondensacją.....	84
Rys. 40	Rozkład wartości liczby Reynoldsa spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji	

	wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.....	85
Rys. 41	Rozkład wartości liczby Nusselta spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.....	85
Rys. 42	Rozkład wartości współczynnika przewodzenia ciepła spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.....	85
Rys. 43	Rozkład wartości kinematycznego współczynnika lepkości spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.....	85
Rys. 44	Rozkład prędkości spalin na całej długości bezwymiarowej wymiennika ciepła.....	86
Rys. 45	Rozkład wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g na całej długości bezwymiarowej wymiennika ciepła.	86
Rys. 46	Porównanie wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g , liczonej trzema sposobami opisanymi w rozdz. 4.3, w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	87
Rys. 47	Rozkład wartości współczynnika wymiany masy k_m w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	88
Rys. 48	Różnica udziałów molowych pary wodnej w rdzeniu strumienia spalin y_{H_2O} oraz w pobliżu błonki kondensatu y_i w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.	88
Rys. 49	Stosunek gęstości strumienia ciepła powstałego na skutek dyfuzji cząsteczek pary wodnej do gęstości strumienia ciepła jawnego spalin w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	88
Rys. 50	Zależność liczby Lewisa od liczby Prandtla spalin w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	89
Rys. 51	Rozkład: a – współczynnika dyfuzji termicznej spalin, b – współczynnika dyfuzji molekularnej spalin w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	89
Rys. 52	Rozkład liczby Prandtla spalin w sekcji wymiennika ciepła a – bez kondensacji, b – z kondensacją.....	89
Rys. 53	Porównanie wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony kondensatu α_k oraz wnikania ciepła do wody α_w na bezwymiarowej długości sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.....	90
Rys. 54	Współczynnik wnikania ciepła do wody α_w w zależności od liczby Reynoldsa wody płynącej w rurkach.....	91
Rys. 55	a – rozkład współczynnika przenikania ciepła k od spalin do wody na całej bezwymiarowej długości wymiennika ciepła; b – porównanie wartości współczynnika k obliczanego z pominięciem i bez pominięcia oporu cieplnego ze strony błonki kondensatu.....	91
Rys. 56	Algorytm procedury inicjującej obliczenia.....	98
Rys. 57	Algorytm procedury obliczeń części wymiennika bez kondensacji pary.....	99
Rys. 58	Algorytm procedury obliczeń części wymiennika z kondensacją pary oraz obliczeń	

końcowych..... 100

Wykaz ważniejszych oznaczeń

A	–	pole powierzchni, m^2
a	–	szerokość wymiennika ciepła, m
a	–	współczynnik dyfuzji termicznej, m^2/s
A_{hydr}	–	pole powierzchni hydraulicznej, m^2
b	–	wysokość wymiennika ciepła, m
c_p	–	ciepło właściwe przy stałym ciśnieniu, $J/kg \cdot K$
d	–	odstęp pomiędzy rurami, m
d_{wew}	–	średnica wewnętrzna rur wymiennika ciepła, m
d_{zew}	–	średnica zewnętrzna rur wymiennika ciepła, m
D	–	współczynnik dyfuzji pary w spalinach, m^2/s
D_{H_2O}	–	współczynnik dyfuzji w innej temperaturze niż zmierzona, m^2/s
D_{hydr}	–	średnica hydrauliczna, m
g	–	przyspieszenie ziemskie, m/s^2
i	–	entalpia, J
I	–	liczba komórek obliczeniowych, -
I_{bk}	–	liczba komórek obliczeniowych sekcji wymiennika bez kondensacji, -
I_k	–	liczba komórek obliczeniowych sekcji wymiennika z kondensacją, -
K	–	molowy współczynnik wnikania masy, $mol/(Pa \cdot m^2 \cdot s)$
k	–	współczynnik przenikania ciepła ze spalin do wody chłodzącej, $W/m^2 \cdot K$
k_c	–	współczynnik przenikania ciepła z warstwy kondensatu do wody, $W/m^2 \cdot K$
k_m	–	współczynnik wnikania masy, $kg/m^2 \cdot s$
Le	–	liczba Lewisa
M	–	masa molowa, kg/mol
n	–	liczba rur w jednym rzędzie wymiennika
Nu	–	liczba Nusselta
p	–	ciśnienie, Pa
p_p	–	ciśnienie parcjalne pary wodnej w rdzeniu strumienia spalin, Pa
p_c	–	ciśnienie pary wodnej w pobliżu błonki kondensatu, Pa
p_s	–	ciśnienie nasycenia, Pa
Pr	–	liczba Prandtla

- \dot{Q} – strumień ciepła, W
- q_m – strumień masy, kg/s
- r_{H_2O} – ciepło parowania wody, J/kg
- Re – liczba Reynoldsa
- Sc – liczba Schmidta
- T – temperatura, °C
- T_b – temperatura, w której współczynnik dyfuzji pary wodnej w danym składniku spalin wynosi D, K
- T_{gr} – temperatura wody chłodzącej w punkcie, gdzie zachodzi kondensacja, °C
- T_{rosy} – temperatura nasycenia spalin, °C
- u_m – udział masowy, -
- v – prędkość, m/s
- X – stopień zawilżenia spalin, -
- y – udział molowy danego składnika spalin w rdzeniu strumienia, -
- y_{gi} – udział molowy spalin suchych w warstwie przyściennej przy powierzchni kondensatu, -
- y_{go} – udział molowy spalin suchych w rdzeniu strumienia spalin, -
- y_i – udział molowy pary wodnej w warstwie przyściennej przy powierzchni kondensatu, -
- y_{lm} – średnia logarytmiczna udziałów molowych gazów inertnych przy powierzchni kondensatu oraz w rdzeniu strumienia spalin, -
- z – odległość od górnej części rurki, m

Indeksy dolne

- g – gazy inertne (spaliny suche)
- f – zanieczyszczenie
- i – powierzchnia kondensatu (interfejs)
- in – na wlocie wymiennika ciepła
- jp – jawne pary wodnej
- js – jawne spalin
- k – kondensat
- out – na wylocie wymiennika ciepła
- p – para wodna

- s – ścianka rury
- spm – spaliny mokre
- u – utajone
- w – woda chłodząca

Greckie oznaczenia

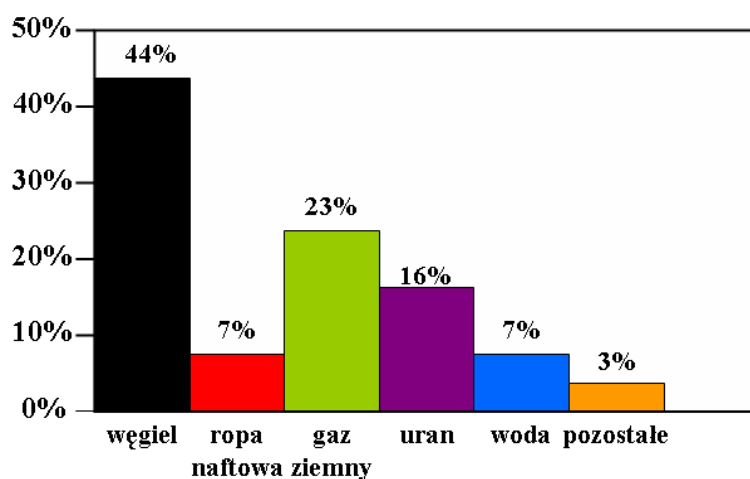
- α – współczynnik konwekcji ciepła, $W/m^2 \cdot K$
- α_f – współczynnik zanieczyszczenia, $W/m^2 \cdot K$
- $\alpha_{g, n}$ – $\alpha_{g, n}$ – współczynnik przejmowania ciepła przez kondensat dla nieruchomej pary, $W/m^2 \cdot K$
- ΔT_g – różnica temperatur spalin pomiędzy kolejnymi sekcjami obliczeniowymi wymiennika ciepła, K
- δ – grubość, m
- λ – współczynnik przewodzenia ciepła, $W/m \cdot K$
- μ – dynamiczny współczynnik lepkości, Pa·s
- ν – kinematyczny współczynnik lepkości, m^2/s
- Π_d – liczba kryterialna, uwzględniająca tarcie pomiędzy poruszającymi się spalinami a warstwą kondensatu
- ρ – gęstość, kg/m^3
- φ – wilgotność względna, -

1. Wstęp

W produkcji energii elektrycznej i ciepła wykorzystywane są następujące źródła energii:

- konwencjonalne: węgiel kamienny i brunatny, ropa naftowa, gaz ziemny, uran;
- odnawialne (OZE): energia wiatru, energia pływów morskich, siła spadku wód, promieniowanie słoneczne, biomasa, energia geotermalna i inne.

Wykorzystanie danego źródła wytwarzania prądu elektrycznego (i ciepła) uwarunkowane jest wielkością zasobów oraz kryteriami ekologicznymi, ekonomicznymi, społecznymi i rynkowymi. Strukturę energii pierwotnej dla elektroenergetyki na świecie ilustruje poniższy wykres (rys. 1., dane za 2010 rok) [127]:



Rys. 1. Struktura paliw dla elektroenergetyki w skali globalnej w prognozie IEA [127].

Według prognoz [127], udział węgla w produkcji energii na świecie do 2050 roku będzie nie mniejszy niż 30%.

W Polsce natomiast, przez najbliższe kilka dziesięcioleci, ogromny procent technologii energetycznych służących do wytwarzania energii elektrycznej i ciepła będą stanowiły elektrownie węglowe [21, 24]. Jedyne stosunkowo niewielkie moce będą zainstalowane w elektrowniach wiatrowych, może do 2020r. popłynie prąd z pierwszej elektrowni jądrowej. W ostatnich latach prowadzone są również rozważania nad wprowadzeniem energetyki rozproszonej [140]. Nie zmienia to faktu, iż główna część energii elektrycznej i ciepła będzie w Polsce wytwarzana w elektrowniach węglowych, tylko w niewielkim stopniu

wspomaganych współspalaniem biomasy, wykorzystaniem energii wiatrowej i wodnej, a w przyszłości także jądrowej [57].

Wadą współczesnych technologii węglowych jest niska, nie przekraczająca 50% [64, 87], sprawność wytwarzania energii elektrycznej oraz emisja zanieczyszczeń (szczególnie pyłu, SO₂, NO_x), i dwutlenku węgla do atmosfery.

Ponieważ emisja zanieczyszczeń powoduje m. in. powstawanie kwaśnych deszczy, ocieplenie klimatu, powstawanie dziury ozonowej, rozwój bloków węglowych zmierza w kierunku poprawy sprawności energetycznej i ekologicznej [86, 94].

Szczególny nacisk w rozwoju energetyki nałożony jest na redukcję emisji CO₂ [60]. Obecnie rozwijane są nowe technologie energetyczne zeroemisyjne z wychwytem i składowaniem CO₂, np. CCS, IGCC, Oxy-fuel i inne. W Polsce wszystkie pracujące i będące w trakcie budowy bloki węglowe nie posiadają instalacji do wychwytywania i składowania CO₂. Wdrożenie ich do energetyki wymaga jednak znacznych nakładów finansowych [84].

Jednym z głównych kierunków działań energetyki węglowej na świecie jest też zwiększenie sprawności bloków energetycznych węglowych. Efekt ten uzyskuje się głównie poprzez zwiększenie parametrów pary wodnej w kotłach. Zasadniczym krokiem jest zastąpienie istniejących kotłów energetycznych kotłami na parametry nadkrytyczne. Pozostałe technologie zwiększające sprawność bloków to: suszenie węgla brunatnego, optymalizacja maszyn i urządzeń energetycznych, układy gazowo-parowe, odzysk i wykorzystanie energii odpadowej, akumulacja ciepła itd. Skutkiem wzrostu sprawności bloków węglowych jest ograniczenie emisji spalin, a zarazem gazów cieplarnianych ze względu na zmniejszenie strumienia masy spalanego węgla.

Konieczność ochrony atmosfery, względy ekonomiczne oraz coraz ostrzejsze normy emisji wymagają więc nowego spojrzenia na omawiany problem.

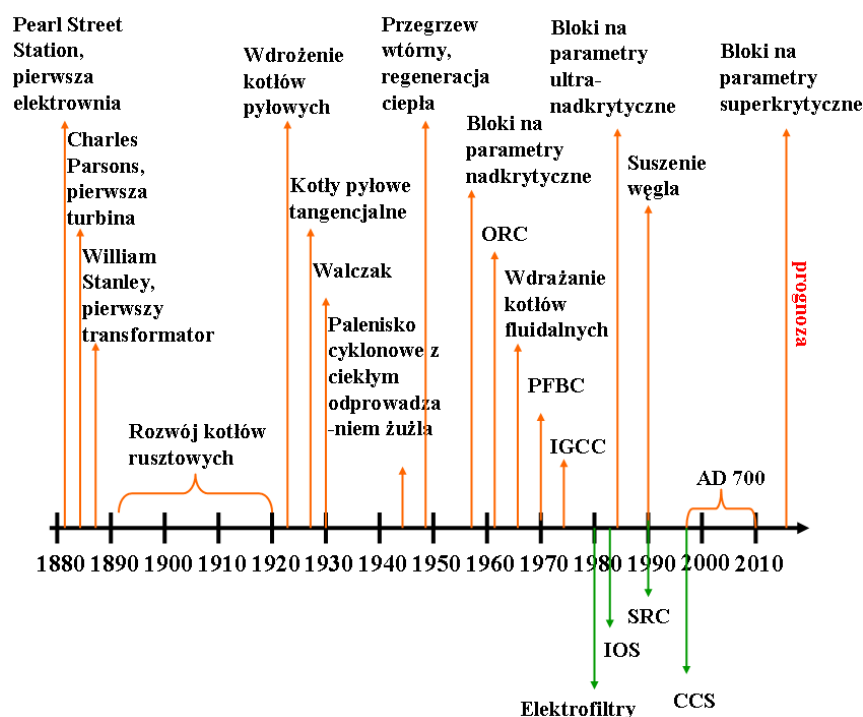
2. Przegląd literatury

2.1. Ewolucja bloków energetycznych węglowych

Ewolucja bloków energetycznych od początku dążyła do jak najskuteczniejszej minimalizacji strat energii w urządzeniach.

W niniejszym rozdziale przedstawiono rozwój bloków energetycznych węglowych przez ostatnie 130 lat. Omówiono ewolucję technologii węglowych zwiększających sprawność bloków i zmniejszających emisje szkodliwych gazów.

Etapy wdrażania poszczególnych technologii przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Przegląd technologii zwiększających sprawność bloków węglowych oraz zmniejszających emisje zanieczyszczeń do środowiska w przemyśle energetycznym

Pierwsza elektrownia na świecie (Pearl Street Station) została zbudowana przez Tomasza Edisona w 1882 roku w Nowym Yorku. Produkowała ona zarówno prąd elektryczny jak i ciepło. Wtedy po raz pierwszy przesłano energię elektryczną na odległość 57 km, w postaci

prądu stałego o napięciu 110 V, wytwarzanego w prądnicach napędzanych tłokowymi maszynami parowymi [35, 128].

Elektrownia Edisona wytwarzała prąd stały, stąd przy przesyłaniu energii elektrycznej występowały duże straty energii.

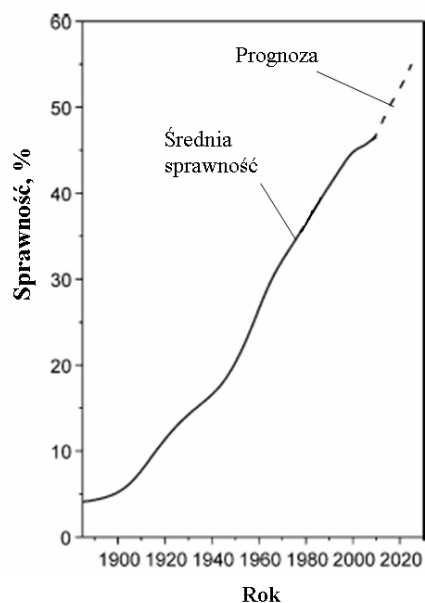
Pierwszą elektrownię prądu przemiennego wraz z linią przesyłową zbudował Nikola Tesla z pomocą George'a Westinghouse'a. Zasiłiła ona oświetlenie wszystkich stacji kolejowych Western Union w USA. Zamiana prądu stałego na przemienny umożliwiała, oprócz zmniejszenia strat przesyłowych, także zmianę wartości napięcia elektrycznego. Systemy Tesli zaczęły przejmować rynek produkcji i dystrybucji prądu elektrycznego w USA. W konsekwencji General Electric wymusiła sprzedaż patentów na urządzenia prądu zmiennego, natomiast Edisona zmusiła do przejścia wszystkich jego elektrowni z prądu stałego na prąd przemienny [16, 73].

Skonstruowanie w 1884 r. przez Charlesa Parsonsa turbogeneratorskiego współpracującego z turbiną parową oraz wynalezienie przez Williama Stanley'ego w 1885 r. transformatora umożliwiło dalszy rozwój energetyki na prąd przemienny [108].

W pierwszych latach rozwoju energetyki turbiny parowe pracowały z różnymi częstotliwościami. W 1891 r. ustalono, że najbardziej optymalna częstotliwość powinna wynosić 60 s^{-1} . Przez wiele lat częstotliwości w różnych elektrowniach USA posiadały różne wartości: 25 s^{-1} (w siłowniach zasilających koleje), 50 s^{-1} (Southern California Edison Company) lub 60 s^{-1} . Dopiero od 1973 roku prawie wszystkie elektrownie parowe miały turbiny o częstotliwości 60 s^{-1} [16].

Rys. 3 przedstawia wzrost średniej sprawności bloków energetycznych węglowych na świecie w latach 1880-2010 oraz prognozowany wzrost sprawności przez najbliższe 10 lat [73, 108]. Sprawność teoretyczna (tzw. sprawność Carnota) elektrowni węglowych nie przekracza 75%, natomiast średnia sprawność rzeczywista bloków na całym świecie mieści się w granicach 30-45% [64].

Do wzrostu sprawności bloków przyczynił się rozwój wielu technologii, jednak podstawowym czynnikiem był przyrost sprawności kotłów oraz zwiększenie parametrów pary [62].



Rys. 3. Rozwój średniej sprawności elektrowni węglowych na świecie w latach 1880-2020 [73, 108].

Wraz ze wzrostem zapotrzebowania na energię elektryczną i ciepło nastąpił wzrost produkcji oraz modernizacja kotłów energetycznych. W latach 1900-1920 ewolucja powierzchni ogrzewalnych kotłów energetycznych przyczyniła się do powstawania kotłów o większych gabarytach i większych parametrach pary świeżej [62, 75]. W kotły zaczęto wbudowywać podgrzewacze powietrza, podgrzewacze wody, przegrzewacze pary (dzięki odkryciu zjawiska przegrzania pary). Ogromny nacisk włożono także w rozwój materiałów, pozwalających na bezpieczne zwiększenie parametrów pary do ok. 8 MPa oraz 350°C [62, 75]. Duży udział w modernizacji kotłów energetycznych mieli Ernest oraz Pell Fosterowie.

Głównymi producentami kotłów energetycznych, działającymi w latach 20-tych XX wieku, były Combustion Engineering (dzisiaj znana jako Alstom Power), oraz Rile Stoker, Inc. (dzisiaj znana jako DB Riley, Inc.) [45, 121]. Firmy te znane były z produkcji kotłów rusztowych, jednakże, w miarę rozwoju przemysłu, oraz uwzględniając ograniczone gabaryty, małą sprawność i wydajność tych kotłów (w tamtych czasach wydajność kotłów rusztowych nie przekraczała 27,8 kg/s (100 t/h) [62]), zaczęto wdrażać kotły pyłowe. Wprowadzenie kotłów pyłowych nie tylko zwiększyło strumień masy i parametry pary, ale również zredukowało liczbę potrzebnych w elektrowniach kotłów.

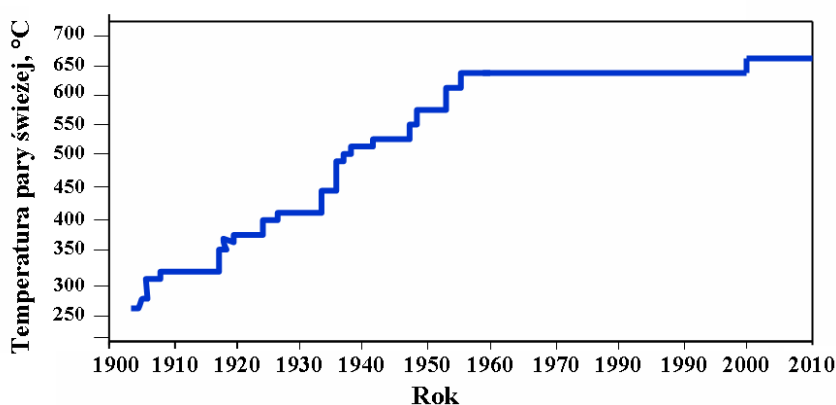
W 1927 roku Combustion Engineering po raz pierwszy wprowadziła kotły pyłowe tangencjalne, które zapewniały optymalne warunki spalania z tego względu, że zarówno paliwo jak i powietrze wlotowe w tych kotłach są doprowadzane w narożnikach komory spalania [45, 62, 64]. W maju 1930 roku firma ta opracowała budowę pierwszego walczaka [45, 62].

Kolejnym postępowaniem w rozwoju kotłów parowych było wprowadzenie przez Babcocka & Wilcoxa w 1946 roku palenisk cyklonowych z ciekłym odprowadzaniem żużla. Główną zaletą tych urządzeń były niższe koszty obróbki węgla, wynikające z faktu, iż węgiel nie musiał być zmielony na pył, oraz mniejsze rozmiary paleniska [5, 6, 75].

Aby zwiększyć sprawność obiegu parowo-wodnego, zaczęto wdrażać przegrzew wtórny (polegający na skierowaniu pary, opuszczającej wysokoprężną część turbiny, z powrotem do kotła w celu jej ponownego przegrzania), a później regenerację ciepła (polegającą na skierowaniu pary pobieranej z upustów turbiny do regeneracyjnych wymienników ciepła w celu podgrzania kondensatu w części niskoprężnej oraz wody zasilającej w części wysokoprężnej). Oba czynniki mają dodatni wpływ na sprawność obiegu cieplnego Clausiusa-Rankine'a [125].

Kiedy prąd elektryczny został uznany za bezpieczne i ekologiczne źródło energii, zaczęto budować wiele siłowni parowych generujących prąd elektryczny w celu zaspokojenia potrzeb społeczeństwa na energię. W latach 1925-1955 światowa produkcja energii elektrycznej opartej na węglu wzrosła z 200 do 1200 TWh, przy czym produkcja w USA stanowiła ponad 50% całej produkcji. Drugie miejsce zajmowały Niemcy, następnie ZSRR oraz Wielka Brytania [121]. Najwięcej bloków uruchomiono w latach 80-tych XX wieku [121], ze względu na ogromny wzrost zapotrzebowania na energię w tym okresie. Największą liczbę stanowiły bloki na parametry podkrytyczne [121].

Na rys. 4 przedstawiono rozwój temperatury pary wodnej produkowanej w kotłach w najsprawniejszych blokach energetycznych węglowych w latach 1900-2010 [121].



Rys. 4. Ewolucja temperatury pary w najsprawniejszych blokach węglowych w latach 1900-2010, [121].

O zwiększeniu parametrów pary kotłowej decydowały głównie materiały, z których wykonywane były m. in. powierzchnie ogrzewalne. Do 1920 roku elementy kotłów były

budowane ze stali węglowych, co ograniczało parametry pary do 4 MPa i 370°C (parametry podkrytyczne). Później, gdy zaczęto stosować stal molibdenową, zwiększono parametry do 10 MPa i 480°C (lata 1920-te i 1930-te) [108, 121]. Natomiast stale chromowo-molibdenowe umożliwiły eksploatacje kotłów na maksymalne parametry 17 MPa i 566°C (lata 1950-te) [74]. Pod koniec lat 1950-tych i w latach 1960-tych nastąpił dynamiczny rozwój parametrów pary, spowodowany zwiększeniem zapotrzebowania na energię elektryczną i, co za tym idzie, budową większych elektrowni oraz wdrażaniem bloków na parametry nadkrytyczne (temperatura pary świeżej wyższa niż 374°C oraz ciśnienie większe niż 22,4 MPa). Począwszy od roku 1957 bloki tego typu stawały się coraz bardziej powszechnym kierunkiem rozwoju technologii wytwarzania energii elektrycznej, szczególnie w USA, Niemczech, Danii i Japonii [45, 64, 89, 121]. Ze względu na tak wysokie parametry, do budowy przegrzewaczy pary wykorzystano stale austenityczne [86].

Szczególnym punktem ewolucji energetyki węglowej było wdrożenie kotłów fluidalnych. Badania prowadzone nad spalaniem fluidalnym rozpoczęto 16 grudnia 1921 roku, kiedy Fritz Winkler zauważył ruch ziarenek pod wpływem powietrza przypominający wrzącą ciecz. Dynamiczny rozwój techniki fluidyzacji nastąpił dopiero pod koniec lat 30-tych XX wieku, kiedy Waren Lewis i Edwin Gilliard odkryli zjawisko fluidyzacji w warstwie cyrkulacyjnej (CFB) [64, 129]. Budowę na szeroką skalę kotłów fluidalnych rozpoczęto w latach 60-tych i 70-tych. Pierwszy kocioł CFB o mocy 84 MW zbudowano w zakładach Vereinigte Aluminium Werke w Luenen [129]. W wielu krajach nastąpiło szerokie zainteresowanie fluidalną technologią spalania węgla ze względu na wiele zalet, m. in. proste przygotowanie paliwa do spalania, łatwe doprowadzenie paliwa do komory paleniskowej, niska temperatura spalania, sprawne odsiarczanie metodą suchą, niska emisja tlenków azotu i węglowodorów, a także wysoka sprawność spalania [120]. Początkowo kotły fluidalne nie zasilaly bloków energetycznych, jednak z czasem, w miarę rozwoju, zaczęto je wdrażać również do przemysłu energetycznego.

W latach 1965–1985 nastąpiła budowa dużej ilości elektrowni jądrowych, co spowodowało zaprzestanie działań zmierzających ku polepszeniu sprawności bloków oraz zwiększeniu parametrów pary świeżej w kotłach [39]. W wielu starych elektrowniach w latach 1960–1980 pojawiły się problemy: pełzania oraz zmęczenia materiałów w wielu urządzeniach, problemy korozji lub erozji powierzchni kotłowych oraz dysz turbin, mające wpływ na spadek sprawności kotłów [39]. Wzrost kosztów budowy i modernizacji bloków węglowych, głównie z przyczyny wdrażania nowych materiałów, spowodował konieczność zmniejszenia paramet-

rów pary świeżej w wielu elektrowniach, szczególnie w latach 1970-tych i na początku lat 1980-tych, co było przyczyną spadku sprawności bloków [39, 121].

W celu zwiększenia sprawności bloków zaczęto instalować w elektrowniach węglowych układy gazowo-parowe z ciśnieniowymi procesami spalania. Technologie te zostały rozwinięte przez koncern ABB na początku w elektrociepłowniach [22]. Dotychczasowe doświadczenia [22] pokazują, że możliwe jest uzyskanie sprawności 44% przy parametrach 26,5 MPa oraz 565/565°C. Najbardziej znana jest technologia PFBC (moduły z ciśnieniowymi kotłami z pęcherzykową warstwą fluidalną), rozwijająca się głównie w Japonii [21, 22, 23]. Jej ewolucja doprowadziła do powstania PFBC drugiej generacji (tzw. APFBC) – układów hybrydowych zintegrowanych z częściowym zgazowaniem węgla.

Innymi technologiami węglowymi w układach z turbinami gazowymi z ciśnieniowym procesem spalania są:

- układy z cyrkulacyjnymi kotłami fluidalnymi (PCFB);
- układy z ciśnieniowymi kotłami fluidalnymi z cyrkulacją wewnętrzną (PICFB).

Szczegółowy opis powyższych technologii przedstawia literatura [22, 120].

Niemalym znaczeniem dla wzrostu sprawności bloków energetycznych stała się również technologia IGCC (układy gazowo-parowe zintegrowane ze zgazowaniem węgla). Pierwszą instalację ze zgazowaniem węgla uruchomiono w Lunen w Niemczech (generator Lurgi) [22]. Obecnie istnieje kilka technologii zgazowania węgla, opisanych w literaturze [22]. Główną wadą technologii IGCC są wysokie koszty budowy, jednak wdrażanie tej technologii do produkcji energii elektrycznej z węgla pozwoliło na uzyskanie przyrostu sprawności bloków o 10% [40].

Drugi kryzys naftowy w latach 1979–1982 przyczynił się do powstania nowych bloków węglowych na parametry ultra-nadkrytyczne. Bloki te operowały parametrami ok. 31 MPa, 566°C i zaczęły działać od 1989 roku [10, 14]. Wprowadzenie takich parametrów pary świeżej było możliwe dzięki zastosowaniu stali P 91 o 9% zawartości chromu [86].

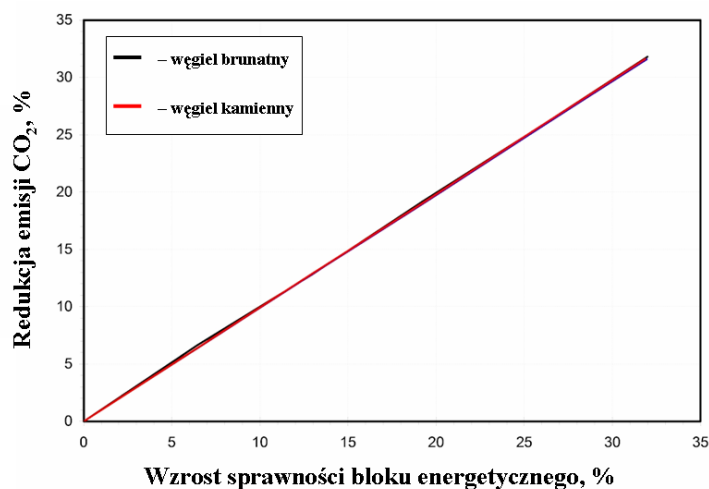
Od początku lat 1970-tych XX wieku coraz bardziej zaostrzano normy emisji zanieczyszczeń gazowych oraz pyłu do atmosfery. Przemysł energetyczny podjął więc wdrażanie i modernizację urządzeń redukujących emisje. Odpylacze mechaniczne zastąpiono elektrofiltrami, a tam gdzie to nie było możliwe, wprowadzono filtry tkaninowe. W celu sprostania normom emisji SO₂ rozwinięto wiele metod odsiarczania spalin, szczególnie mokrą (stosowaną najczęściej w kotłach pyłowych) oraz suchą (stosowaną w kotłach fluidalnych) [57, 105]. Pozostałe metody opisuje literatura [94]. Wprowadzono również technologie ograniczania emisji tlenków azotu z kotłów, w szczególności metody pierwotne

(poprawę procesu spalania), metody wtórne (takie jak selektywna redukcja katalityczna (SCR) lub selektywna redukcja niekatalityczna (SNCR)) i inne [33, 34]. Obecnie prowadzone są badania nad technologiami umożliwiającymi wychwyt i składowanie CO₂, zwanymi technologiami CCS (Carbon Capture and Storage), które postrzegane są jako zeroemisyjne metody produkcji energii elektrycznej i ciepła z węgla [84]. Najistotniejsze są trzy technologie CCS [60]:

- Post-Combustion – separacja CO₂ po procesie spalania;
- Oxyfuel – spalanie tlenowe;
- Pre-Combustion – wychwyt CO₂ ze zgazowania węgla.

Istnieje ponadto kilka nowoczesnych technologii redukcji emisji CO₂ (np. procesy oddzielania CO₂ wykorzystujące ogniwa paliwowe), przedstawionych w literaturze [24, 60].

Jak już wspomniano, jedną z metod obniżenia emisji CO₂ jest poprawa sprawności bloków energetycznych. Na rys. 5 przedstawiono zależność procentowego spadku emisji CO₂ do atmosfery od przyrostu sprawności bloków opalających węgiel brunatny i kamienny [96].



Rys. 5. Redukcja emisji CO₂ w danym bloku węglowym w zależności od przyrostu jego sprawności [96].

Od lat 1990-tych kontynuowane są również prace związane z badaniem technologii suszenia węgla, zwiększających sprawność dużych bloków o ok. 3-6% [40, 68]. Wilgoć węgla brunatnego osiąga wartość w przedziale 37-60%, a węgla kamiennego – 5-25% [68]. Suszenie węgla brunatnego nie tylko zwiększa sprawność elektrowni, ale również redukuje emisję gazów cieplarnianych, zmniejsza strumień wody w chłodni kominowej, zmniejsza stosunek nadmiaru powietrza wlotowego oraz poprawia proces spalania [40]. Niektóre znane techniki suszenia węgla to: wykorzystanie ciepła odpadowego (np. Coal Creek Station), wykorzystanie dimetyloeteru do absorpcji wody z węgla, metoda DWT (suszenie węgla

wymagające zewnętrznego źródła ciepła), technika WTA (technologia z odzyskiem ciepła z kondensacji oparów pochodzących z suszonego węgla) i inne.

Ogromny nacisk na wysokosprawne elektrownie węglowe w ostatnich latach położono w Danii [64]. Według projektu „Zaawansowane technologicznie elektrownie ciepłne z kotłami pyłowymi” (AD 700), finansowanego przez UE oraz USA, przewiduje się zademonstrowanie bloku na parametry superkrytyczne pary świeżej: (ciśnienie 35-37 MPa, temperatura 700-720°C) i sprawności 50-52% [74, 121]. Opanowanie tak wysokich parametrów wymaga wykorzystania nowych materiałów: stopów na bazie niklu, np. Inconelu [22, 62].

Inną technologią zwiększającą sprawność bloków energetycznych węglowych jest odzysk ciepła odpadowego spalin wylotowych [23, 25, 112, 117]. Ponieważ proces odzysku ciepła ze spalin jest przedmiotem niniejszej pracy doktorskiej, stan wiedzy na jego temat został przedstawiony w następnym rozdziale.

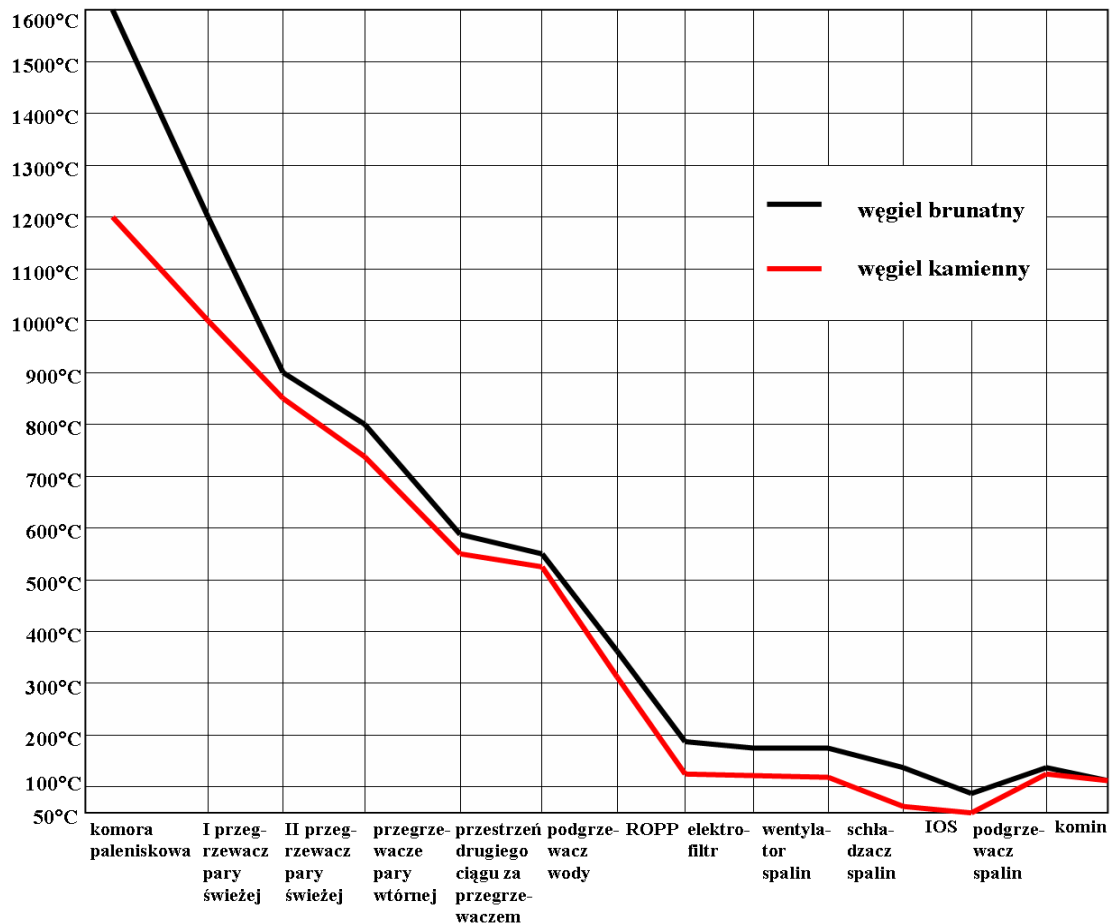
2.2. Odzysk i zagospodarowanie ciepła odpadowego spalin wylotowych w blokach energetycznych węglowych

Rozkład temperatur spalin na odcinku od komory paleniskowej (w kotle na węgiel brunatny i kamienny) do wylotu z komina przedstawiono na rys. 6 [61, 64, 87]. Wykres opracowano dla bloku, w którym przed IOS zainstalowano schładzacz spalin, gdzie ciepło spalin pobierane przez wodę oddawane jest spalinom oczyszczonym za absorberem.

Budowa zarówno powierzchni ogrzewalnych kotła, jak i ciągu spalinowego za kotłem, ma znaczący wpływ na temperaturę spalin wylotowych, tzn. temperaturę za ostatnią powierzchnią ogrzewalną kotła. Temperatura ta jest dobierana tak, aby w poszczególnych punktach ciągu spalin nie osiągnęła ona niższej wartości niż temperatura dopuszczalna dla tych miejsc [64, 87].

Spaliny powstające w komorze paleniskowej mają temperaturę odpowiednio ok. 1600°C dla kotła opalanego węglem brunatnym oraz ok. 1200°C dla kotła na węgiel kamienny [64]. Największy spadek temperatury spalin następuje podczas omywania powierzchni ogrzewalnych oraz obrotowego podgrzewacza powietrza. Temperatura spalin wylotowych zazwyczaj wynosi 180/120°C (dla kotła na węgiel brunatny/kamienny) [117]. Według [87], spadek temperatury spalin przepływających przez elektrofiltr jest niewielki (3-15°C), więc zagrożenie korozją siarkową jest nieznaczne. W wentylatorze wspomagającym następuje przyrost temperatury spalin o ok. 2-10°C, w zależności od spiętrzenia ciśnienia oraz strat wentylatora. Następnie schładzacz spalin obniża temperaturę spalin do ok. 120/85°C (dla węgla brunatnego/kamiennego) w celu zmniejszenia zużycia wody dodatkowej w procesie odsiarczania spalin [118]. Spaliny po przejściu przez IOS są następnie podgrzewane do temperatury wylotowej w kominie.

Zaledwie ok. 30% ciepła wydzielanego w procesie spalania w kotłach energetycznych jest przetwarzana na energię elektryczną, natomiast pozostała część jest emitowana do atmosfery [64]. Ponadto straty wylotowe w kotle parowym wynoszą około 25% wszystkich strat występujących w kotle [87]. Uwzględniając powyższe fakty, w ostatnim dwudziestolecu zaczęto rozwijać technikę odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych oraz opracowywać sposoby jak najlepszego jego wykorzystania [89, 97].



Rys. 6. Rozkład temperatur spalin od kotła do wylotu komina [61, 64, 87, 117].

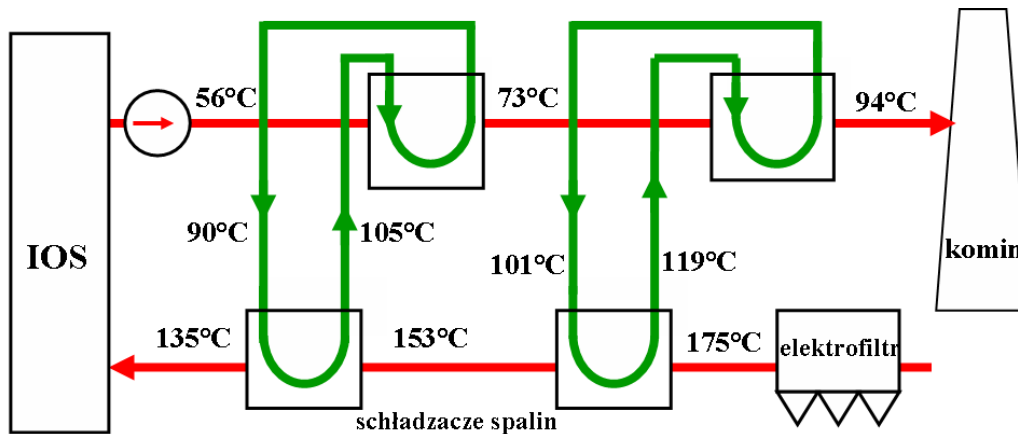
Energię odpadową spalin można odzyskać w kilku miejscach ciągu spalin: przed podgrzewaczem powietrza, za podgrzewaczem powietrza lub między elektrofiltrem a instalacją odsiarczania. Zazwyczaj nie dokonuje się schładzania spalin za IOS, ze względu na niską temperaturę tych spalin oraz konieczność zainstalowania dodatkowego energochłonnego wentylatora spalin w kominie [90]. Ciepło odpadowe spalin pobiera się poprzez zainstalowanie wymienników ciepła w miejscu odzysku. Mogą to być wymienniki typu spaliny-powietrze, spaliny-woda, spaliny-spaliny lub inne. Urządzenia te są wykonywane z tworzyw sztucznych, głównie teflonów, odpornych na korozję siarkową [134]. W celu usuwania zanieczyszczeń pochodzących od spalin, powierzchnie wymienników są odpowiednio wypłukiwane. Ze względu na termoosmozę par kwasów siarkowych, w układach schładzacz/podgrzewacz wprowadza się system kontroli kwasowości wody oraz zobojętniania poprzez dodawanie ługu sodowego [89].

Istnieją dwa sposoby wykorzystania ciepła odpadowego spalin wylotowych: metoda pośrednia i bezpośrednia.

Metoda bezpośrednia polega na odebraniu strumienia ciepła od spalin i przekazaniu kondensatowi w regeneracji niskoprężnej, wodzie zasilającej w regeneracji wysokoprężnej, powietrzu wlotowemu, wodzie sieciowej centralnego ogrzewania lub spalinom wpływającym do komina. W tej metodzie można zastosować czynnik pośredniczący w wymianie ciepła, którym najczęściej jest woda. W przypadku podgrzania kondensatu lub wody zasilającej następuje wyłączenie z pracy boczniowego podgrzewacza regeneracyjnego przez zamknięcie dopływu pary z upustu turbiny, aby zwiększyć moc turbozespołu [87, 89, 117].

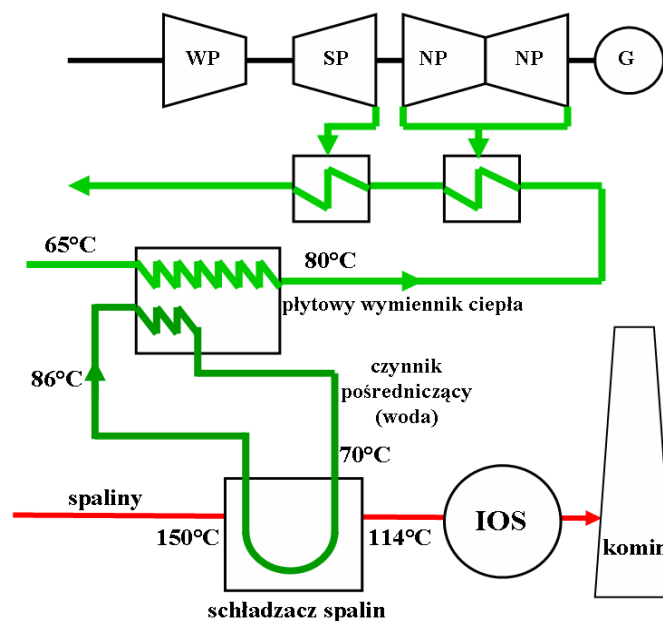
W obecnie działających blokach energetycznych kominowych wiele uwagi poświęca się podgrzewowi spalin za instalacją odsiarczania w celu uniknięcia korozji urządzeń i rur, spowodowanej wykropleniem się kwasu siarkowego ze spalin. Temperatura spalin przed absorberem obniżana jest po to, aby zapewnić lepsze warunki w procesie odsiarczania. Za IOS, spaliny oczyszczone, kierowane do komina, mają często temperaturę niższą niż punkt rosy. Aby zapobiec kondensacji oraz korozji ścian komina, muszą one zostać osuszone oraz ogrzane o co najmniej 10 K powyżej temperatury nasycenia pary w nich zawartej [120]. Omawiany proces nazywany jest alokacją ciepła do osuszania i podgrzewania spalin.

Na rys. 7 przedstawiono schemat układu odzysku ciepła ze spalin z zastosowaniem alokacji ciepła. Układ składa się z dwóch wymienników ciepła umieszczonych przed absorberem oraz dwóch za absorberem. Czynnikiem pośredniczącym w przekazywaniu ciepła jest woda. Stosowane są dwa oddzielne obiegi wody: spaliny-suche-stopień-1–spaliny-mokre-stopień-2 oraz spaliny-suche-stopień-2–spaliny-mokre-stopień-1. W pierwszym stopniu schładzania spalin suchych odzyskane ciepło przekazywane jest przez wodę spalinom za absorberem w drugim stopniu podgrzewu w celu ogrzania spalin do temperatury wylotowej z komina. W drugim stopniu poboru ciepła ze spalin suchych przed absorberem, odzyskana entalpia służy do osuszania spalin mokrych za absorberem. Najczęściej wykorzystuje się U-rurkowe wymienniki ciepła [130]. Po stronie spalin suchych wykonuje się je z materiałów odpornych na korozję, z uwagi na możliwość wykroplenia się kwasu siarkowego ze spalin. Po stronie spalin mokrych wymienniki są wykonywane ze stali nierdzewnej [130].



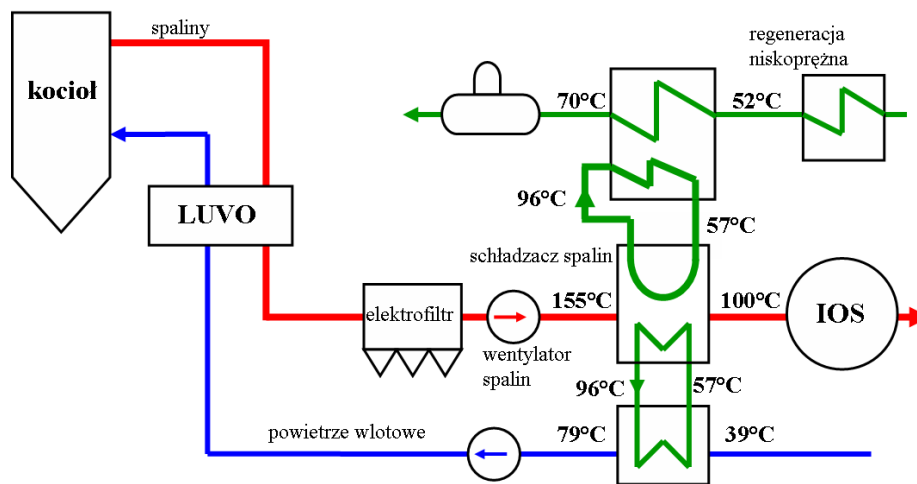
Rys. 7. Układ odzysku ciepła ze spalin do podgrzewu i osuszania spalin płynących za IOS do komin [130].

Innym przykładem wykorzystania ciepła odpadowego spalin z zastosowaniem metody bezpośredniej jest system przedstawiony na rys. 8. Układ ten zawiera schładzacz spalin, umieszczony przed instalacją odsiarczania spalin. Jest to wymiennik U-rurowy, wykonany z tworzyw odpornych na korozję siarkową. Ciepło spalin wykorzystuje się do podgrzania wody w sieci ciepłowniczej. Spaliny ogrzewają wodę pośredniczącą w wymianie ciepła, która z kolei w płytowym wymienniku ciepła podgrzewa wodę sieciową. W niektórych przypadkach (np. w sezonie zimowym) dalsze podgrzanie wody odbywa się przy wykorzystaniu pary pobieranej z upustów turbin średnio- oraz niskoprężnej. Omawiany układ zbudowano w Elektrowni Voitsberg w 1994 r. [130].



Rys. 8. Schemat układu odzysku ciepła odpadowego spalin do podgrzewu wody sieciowej [130].

Stosując metodę bezpośrednią, ciepło odpadowe spalin można też zagospodarować do podgrzewu kondensatu oraz powietrza wlotowego. Przykładowy schemat układu z takim zastosowaniem ciepła spalin przedstawiono na rys. 9. Woda, jako czynnik pośredniczący, podgrzewa tutaj kondensat oraz powietrze wlotowe. Ze względu na sezonowe różnice temperatur powietrza zewnętrznego, układ pracuje zazwyczaj przy zmiennej ilości przekazywanego ciepła [132, 139]. Ponieważ istnieje obawa o punkt rosy, wymiennik ciepła spaliny-woda wykonano z materiałów odpornych na korozję [131].



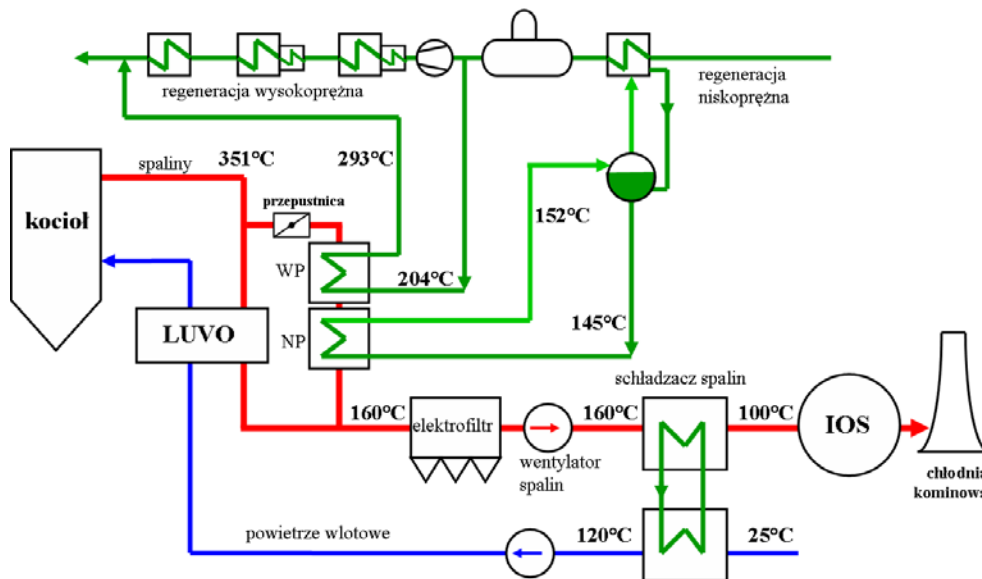
Rys. 9. Schemat układu odzysku ciepła odpadowego spalin do podgrzewu powietrza wlotowego i kondensatu [131].

Wykorzystanie entalpii spalin metodą bezpośrednią jest ograniczone ze względu na fakt, iż ciepło odpadowe spalin jest niskotemperaturowe [118].

Metoda pośrednia jest bardziej złożona. Polega na wstępnym podgrzaniu powietrza wlotowego (najczęściej przy pomocy czynnika pośredniczącego), co powoduje przyrost temperatury spalin kotłowych. Dzięki temu część spalin sprzed podgrzewacza powietrza można skierować do kanału obejściowego w celu podgrzania kondensatu, wody zasilającej, lub w innym celu. Następnie spaliny te mieszają się ze spalinami wychodzącymi z podgrzewacza powietrza i płyną dalej do odpylacza.

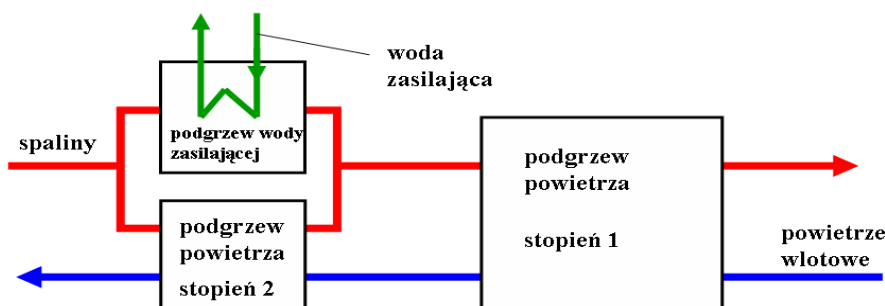
Najbardziej popularnym układem odzysku ciepła ze spalin jest system zainstalowany w bloku K w Elektrowni Niederaussem (rys. 10) [44]. 30% strumienia spalin (o temperaturze 351°C), opuszczających kocioł, kierowana jest do kanału obejściowego. Ciepło tych spalin wykorzystywane jest w celu podgrzania wody zasilającej w części wysokopięznej do 293°C oraz do wytwarzania pary o temperaturze 152°C ogrzewającej ostatni podgrzewacz niskociśnienie-niowy. Dalej spaliny te łączą się ze spalinami wypływającymi z obrotowego

podgrzewacza powietrza LUVO i w temperaturze ok. 160°C płyną do elektrofiltru. Przed IOS umieszczony został schładzacz spalin, służący do podgrzania powietrza wlotowego, przez co zmniejsza się obciążenie głównego obrotowego podgrzewacza powietrza. Dzięki takiemu układowi, potrzeba mniej pary upustowej do podgrzewu wody zasilającej i kondensatu, zatem wzrasta moc generatora przy jednakowym strumieniu pary świeżej. Sprawność całego bloku wzrasta o 0,9% [44, 130]. Główną wadą całego układu są wysokie koszty inwestycyjne.



Rys. 10. Schemat układu odzysku ciepła ze spalin w Elektrowni Niederaussem [44].

Inny sposób pośredniego wykorzystania ciepła spalin polega na zastosowaniu kompaktowego wymiennika ciepła, w którego gorącej części równolegle podgrzewane jest powietrze i woda zasilająca (rys. 11). Zaś w pierwszym stopniu podgrzewacza cały strumień spalin wykorzystywany jest do podgrzewu świeżego powietrza wlotowego. Jest to rozwiązanie zaproponowane przez firmę Balcke-Dürr REKULUVO plus® [87, 89].



Rys. 11. Zasada podgrzania wody zasilającej i powietrza wlotowego w wymienniku REKULUVO plus® [87, 89]

Powyższe systemy pośredniego wykorzystania ciepła spalin umożliwiają zagospodarowanie ciepła o wyższej temperaturze. Wstępne podgrzanie powietrza wlotowego zmniejsza obciążenie głównego podgrzewacza powietrza. Dodatkową zaletą jest zmniejszenie mocy do napędu wentylatora powietrza.

Niskotemperaturowe ciepło spalin można też wykorzystać w innych technologiach energetycznych, np. w rozwijającej się technologii spalania tlenowego. Ponieważ w tym przypadku temperatura w komorze spalania przekracza 2000°C , więc można pobrać znacznie większą ilość ciepła od spalin niż w klasycznym bloku węglowym, aby zapobiec dużym stratom wylotowym [118].

Istnieje możliwość wykorzystania ciepła spalin wylotowych również w organicznych obiegach Rankine'a (ORC) jako źródło podgrzewu czynnika niskotemperaturowego. Autorzy pracy [26] obliczyli, że dla bloku na parametry nadkrytyczne z dobudowanym układem ORC moc obiegu ORC może wynieść nawet kilka lub kilkanaście MW.

W ostatnich latach rozwijana jest technologia zagospodarowania ciepła spalin do wysoko/niskotemperaturowego suszenia węgla. Technologia ta została dokładnie opisana w literaturze [97].

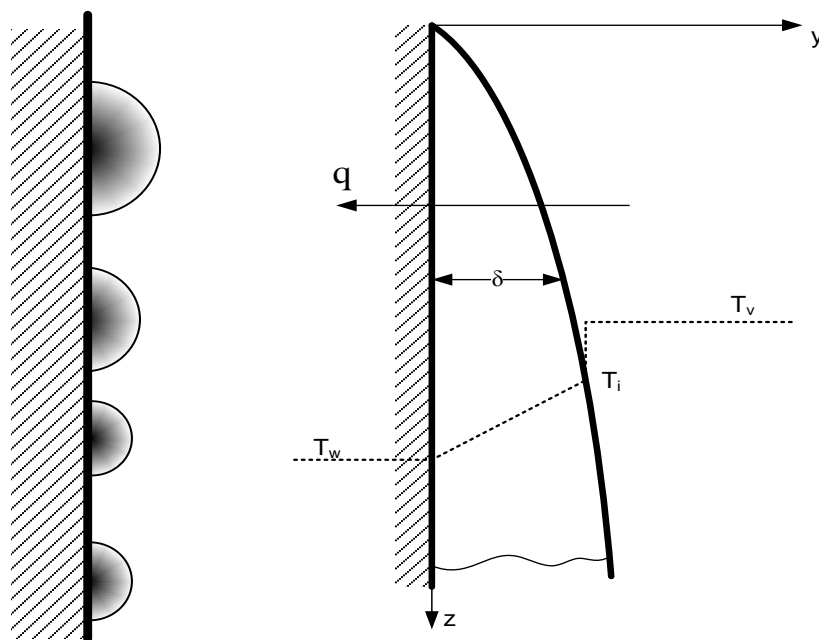
Odzysk ciepła ze spalin posiada wiele innych zalet, takich jak: zmniejszenie strat wylotowych kotła, zmniejszenie masy spalanego węgla przy tej samej mocy bloku, co prowadzi do redukcji emisji gazów cieplarnianych, jak również poprawa procesów odsiarczania w IOS. Jednak wadą procesu jest niższa sprawność obiegu Clausiusa-Rankine'a ze względu na mniejszą, uśrednioną entropowo, temperaturę doprowadzenia ciepła do obiegu [25]. Niemniej przy tej samej ilości spalanego węgla wzrasta sprawność kotła, a ponieważ przyrost ten jest kilkakrotnie większy niż moduł spadku sprawności obiegu, następuje wzrost sprawności całego bloku energetycznego [23, 26]. Odzysk ciepła odpadowego spalin wylotowych we współczesnych elektrowniach podnosi sprawność bloku energetycznego węglowego o 0,3-1,5% [79]. Autorzy pracy [26] wykazali także, że strumień ciepła pobranego ze spalin dla bloku na węgiel brunatny jest około dwa razy większy niż dla bloku na węgiel kamienny przy tej samej mocy wytwarzania energii elektrycznej. Wynika to z większego strumienia i wyższej temperatury spalin pochodzących ze spalania węgla brunatnego.

2.3. Modele matematyczne wymiany ciepła z kondensacją

Kondensacja pary wodnej na powierzchni ścianki zachodzi w momencie, gdy temperatura tej powierzchni jest niższa niż temperatura nasycenia pary wodnej. Rozróżnia się dwa rodzaje kondensacji pary. Jeśli siły spójności między cząsteczkami skroplonej wody są mniejsze niż siły powierzchniowe, zachodzi kondensacja błonowa, jeżeli jest na odwrót, zachodzi kondensacja kropłowa. W ostatnich latach jako kryterium podziału kondensacji na błonową i kropłową przyjęto różnicę swobodnych energii powierzchniowych skraplającej się cieczy i ścianki (jeśli różnica ta jest mniejsza niż $0,0333 \text{ J/m}^2$, zachodzi kondensacja błonowa, jeżeli jest większa, mamy do czynienia z kondensacją kropłową [70]). Schemat porównawczy zjawisk kondensacji kropłowej i błonowej przedstawiono na rys. 12.

Przy kondensacji błonowej grubość warstwy kondensatu wzrasta wskutek przepływającego strumienia ciepła w kierunku ścianki. Następnie, pod wpływem siły grawitacji, następuje spływ filmu kondensatu w dół. Na początku przepływ ten jest laminarny, przy dalszym wzroście grubości warstwy przechodzi w falowy, a później w turbulentny [55]. Z badań Kapicy wynika, że współczynniki przejmowania ciepła dla ruchu falowego oraz turbulentnego kondensatu są większe niż dla laminarnego.

Kondensacja kropłowa to proces, którego przebieg jest następujący: na powierzchni ścianki wytwarza się bardzo cienka warstwa kondensatu, która w pewnym miejscu pęka i w zarodku ściąga się w kroplę. Powstające kolejno krople łączą się, zwiększając swoje rozmiary aż do osiągnięcia promienia krytycznego [115], po czym ściekają pod wpływem siły ciężkości. Badania wykazują [70, 99], że kondensacja kropłowa charakteryzuje się znacznie wyższymi, czasami osiemdziesięciokrotnie współczynnikami przejmowania ciepła niż kondensacja błonowa. Jednak w wymiennikach ciepła stosowanych w energetyce, ze względu na duże strumienie masowe pary wodnej, występuje na ogół kondensacja błonowa [11]. Dlatego w dalszych rozważaniach rozpatrzono model kondensacji błonowej.



Rys. 12. a) kondensacja kropłowa, b) kondensacja błonowa.

Pierwszy model matematyczny wymiany ciepła z kondensacją błonową opracował Nusselt w 1916 roku [81]. W modelu tym kondensacja czystej pary wodnej zachodzi na ścianie pionowej, spływ kondensatu jest laminarny. Model zawiera znaczne uproszczenia, równaniami przewodnimi są równania różniczkowe zwyczajne dające się rozwiązać metodą analityczną.

Modyfikacji teorii Nusselta dokonali m. in. Broomley [9], zakładając liniowy rozkład temperatury w błonie kondensatu, jak również Rohsenow [92], badając wpływ napięcia powierzchniowego oraz kierunku prędkości pary wodnej i kondensatu na proces kondensacji. Proces skraplania czystej pary wodnej badali również autorzy prac [18, 47, 54, 58]. Wykazano, że jeśli w modelu Nusselta uwzględną się dodatkowo ruch falowy kondensatu, wyniki obliczeń będą w znaczny sposób różniły się od wyników badań eksperymentalnych.

Modelowanie procesu wymiany ciepła z kondensacją komplikuje fakt, iż w rzeczywistości zachodzi ona w obecności gazów niekondensujących (tzw. gazów inertych), którymi są najczęściej powietrze, hel lub spaliny [30, 31, 101]. W tym przypadku temperatura nasycenia pary wodnej maleje wraz ze zmniejszającą się temperaturą mieszaniny gazowo-parowej, ze względu na spadek ciśnienia parcjalego pary wodnej [15, 113]. Spadek temperatury nasycenia pociąga za sobą wzrost oporu cieplnego na powierzchni kondensatu, co powoduje zmniejszenie współczynnika przejmowania ciepła od strony mieszaniny gazowo-parowej [46, 66]. Jako pionierów modelowania zagadnienia wymiany ciepła z kondensacją w obecności gazów inertych (bez procesu wymiany masy) można wymienić Sparrowa, Minkowycza i Lina [76,

106, 107]. Zbudowali oni modele analityczne kondensacji pary wodnej w obecności powietrza na powierzchni płaskiej poziomej. Stwierdzono lepszą efektywność wymiany ciepła podczas konwekcji wymuszonej niż swobodnej, ze względu na lepszy współczynnik przenikania ciepła.

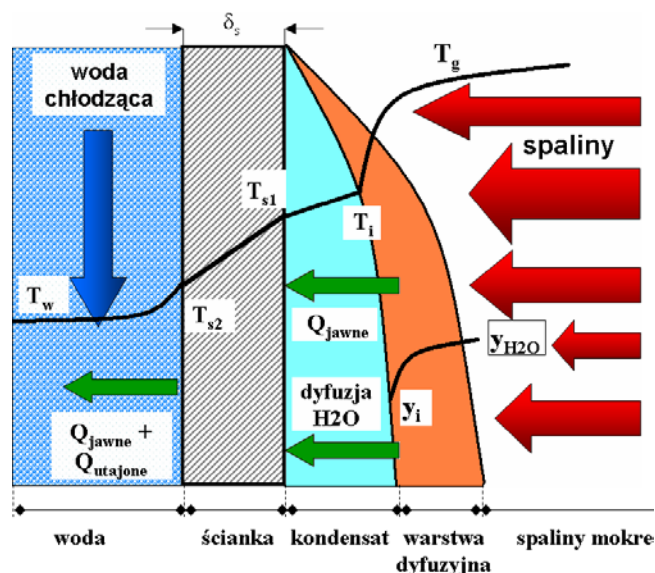
W późniejszych pracach [17, 102] rozważano modele wymiany ciepła z kondensacją pary, zachodzącej na rurach poziomych, na powierzchniach pionowych [63, 101, 110], ukośnych [20, 103] oraz ożebrowanych [19], w obecności innych gazów inercyjnych. Badano zarówno laminarny, jak i turbulentny przepływ kondensatu. Stwierdzono [37], że gwałtowny spadek całkowitego współczynnika przenikania ciepła jest widoczny przy niewielkiej zawartości gazów inercyjnych w mieszaninie gazowo-parowej, natomiast przy wysokich udziałach gazów niekondensujących spadek ten jest nieznaczny. Autorzy prac [46, 91] kończą swoje rozważania dla współczynnika przejmowania ciepła w obecności gazów inercyjnych dla ich 8% obecności, natomiast obliczenia wymiennika kondensacyjnego w przypadku spalin za kotłem wymagają wprowadzenia molowo 75% gazów inercyjnych.

Największe znaczenie dla współczynnika przejmowania ciepła od strony mieszaniny gazowo-parowej oraz całkowitego współczynnika przenikania ciepła ma liczba Reynoldsa przepływu tej mieszaniny [103]. Stwierdzono [114], że znacząco niskie wartości współczynnika przejmowania ciepła istnieją przy niskich ciśnieniach oraz przy niskich liczbach Reynoldsa przepływu gazów. Większa liczba Reynoldsa pociąga za sobą większą wartość współczynnika przejmowania oraz przenikania ciepła [71]. Wynika to z faktu, iż cząsteczki gazów o większej prędkości przekazują większą energię kinetyczną cząsteczkom kondensatu.

Wykazano [2, 55], iż podczas kondensacji pary wodnej w obecności gazów lekkich (jak np. wodór lub hel) może wystąpić zjawisko uwarstwienia i separacji składników mieszaniny. Stąd wynika, iż większe wartości współczynnika przenikania ciepła występują przy kondensacji pary w obecności gazów cięższych (np. spalin), co również potwierdza literatura [85, 109].

Nie bez znaczenia jest też różnica temperatur pomiędzy mieszaniną gazowo-parową a powierzchnią kondensatu – większa różnica temperatur powoduje większy opór cieplny po stronie kondensatu. Badania wykazały [111], że temperatura powierzchni błony kondensatu przy kondensacji błonowej jest odwrotnie proporcjonalna do zawartości gazów inercyjnych w mieszaninie gazowo-parowej. Ponieważ zetknięcie się mieszaniny z zimniejszą powierzchnią kondensatu powoduje wykraplanie się pary, zatem w miarę zbliżania się do powierzchni błony kondensatu następuje przyrost zawartości gazów inercyjnych w mieszaninie. W ten sposób w pobliżu filmu kondensatu powstaje warstwa przyścienna o większych udziałach

molowych gazów (tzw. warstwa dyfuzyjna), przez co następuje dyfuzja pary w kierunku powierzchni kondensatu (rys. 13). Zatem podczas kondensacji błonowej pary wodnej w obecności gazów inertnych, oprócz przepływu ciepła występuje zjawisko wymiany masy.



Rys. 13. Rozkład temperatur czynników i udziałów molowych pary wodnej w pobliżu powierzchni wymiany ciepła przy schładzaniu spalin z kondensacją.

Jednym z pierwszych modeli matematycznych wymiennika ciepła z kondensacją, wykorzystujących zjawisko wnikania ciepła oraz masy, był model zaproponowany w 1934 r. przez Colburna i Hougena [28]. Autorzy stworzyli metodologię obliczeń, zwaną metodą Colburna-Hougena. Służy ona do obliczania kondensacyjnego wymiennika ciepła przy użyciu równania (zwanego równaniem Colburna-Hougena) uwzględniającego zarówno strumień ciepła na skutek różnicy temperatur pomiędzy mieszaniną parowo-gazową a czynnikiem chłodzącym, jak i dyfuzję wskutek różnicy stężeń pary wodnej w rdzeniu strumienia i przy powierzchni kondensatu. Metodę tę w sposób szczegółowy przedstawiono w następnym rozdziale.

W drugiej połowie XX wieku zaczęto tworzyć inne modele schładzania gazów z kondensacją pary, biorąc pod uwagę zarówno wymianę ciepła jak i masy [48, 88]. Przykładowy model [41], zawierający sześć równań różniczkowych, pokazuje, że poprzez analogię transportu ciepła i masy można w dokładniejszy sposób wyznaczyć całkowity współczynnik przenikania ciepła niż przy pominięciu zjawiska wymiany masy.

W miarę rozwoju modeli matematycznych duży nacisk kładziono na badanie zachowania się błony kondensatu. Dehbi i in. [32] wprowadzili wzór pozwalający dość dokładnie obliczyć w sposób algebraiczny grubość filmu skroplin w obecności gazów inertnych. Obecnie istnieje

szereg sposobów pozwalających na numeryczne wyznaczenie grubości błony. Metody te opisano w literaturze, np. [93].

Modele wymiany ciepła z kondensacją błonową uzupełniano o zjawisko falowania błony kondensatu [7, 80]. O intensywności tego zjawiska decyduje liczba Reynoldsa spływających w dół kroplin. Badania wykazały [83], że im większa liczba Reynoldsa filmu kondensatu, tym większy współczynnik przejmowania ciepła od strony gazów inertnych. Struktury falowe na powierzchni kondensatu ułatwiają przepływ ciepła i masy. Przy większych liczbach Reynoldsa kondensatu zaczynają się pojawiać także struktury wirowe. Jednak, ze względu na duże strumienie spalin lub powietrza i wykraplającej się pary wodnej, w pracy pominięto wpływ struktur falowych błony kondensatu na proces wymiany ciepła.

Podczas kondensacji pary wodnej może wystąpić zjawisko odparowania kondensatu i formowania się mgiełki pary nasyconej w pobliżu powierzchni wymiany ciepła [122, 123]. Zjawisko to powstaje często przy niewielkich różnicach temperatur pomiędzy spalinami a ścianką. Wpływa ono ujemnie na proces wymiany ciepła i masy, gdyż zwiększa się grubość warstwy dyfuzyjnej w pobliżu filmu kondensatu [55]. Stwierdzono [56], że warstwa ta w tym przypadku powoduje znaczny opór w procesie wymiany ciepła i masy. W niniejszej pracy, z powodu dość dużych różnic temperatur pomiędzy spalinami a czynnikiem chłodzącym podczas procesu kondensacji, zjawisko odparowania kondensatu zostało pominięte.

2.4. Klasyczna metoda Colburna-Hougena

W 1934 roku A. Colburn i O. Hougen opracowali metodę obliczania płaszczoworurowego przeciwprądowego kondensacyjnego wymiennika ciepła, o przepływie równoległym, służącego do schładzania i wykrapłania pary wodnej w obecności gazów niekondensujących, [28]. Uwzględniono fakt, iż wymiana ciepła odbywa się na skutek konwekcji w wyniku różnicy temperatur pomiędzy parą wodną T_g a kondensatem T_i oraz na skutek dyfuzji cząsteczek pary w wyniku różnicy stężeń pary w rdzeniu strumienia y_{H_2O} i w pobliżu błonki kondensatu y_i . Założono też stałą prędkość wody chłodzącej w rurach. Pominięto zjawisko odparowania kondensatu, powstawania mgielek oraz straty ciepła do otoczenia.

Metoda Colburna-Hougena bazuje na dyskretyzacji powierzchni wymiany ciepła z powodu zmieniających się nieliniowo współczynników wnikania ciepła, strumieni ciepła, różnic temperatur, strumieni masowych pary wodnej itd. na całej długości wymiennika. Posłużono się dwoma równaniami. Pierwsze z nich, zwane równaniem Colburna-Hougena, wynikające z zasady zachowania energii, orzeka, że całkowita gęstość strumienia ciepła przepływającego od gazów do wody chłodzącej jest równa sumie gęstości strumieni ciepła na skutek wymienionej wcześniej konwekcji oraz dyfuzji [28]:

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_i) + r_{H_2O} \cdot M_p \cdot K \cdot (p_p - p_c) = k_c \cdot (T_i - T_w) \quad (1)$$

gdzie:

- α_g – współczynnik przejmowania ciepła od strony gazów, $W/m^2 \cdot K$;
- T_g, T_i, T_w – temperatury: gazów, powierzchni kondensatu i wody chłodzącej, $^{\circ}C$;
- r_{H_2O} – ciepło parowania wody, J/kg ;
- M_p – masa molowa pary wodnej, kg/mol ;
- K – molowy współczynnik wnikania masy, $mol/(Pa \cdot m^2 \cdot s)$
- p_p, p_c – ciśnienia parcjale pary wodnej odpowiednio: w rdzeniu strumienia mieszaniny gazowo-parowej oraz przy powierzchni kondensatu, Pa ;
- k_c – współczynnik przenikania ciepła z kondensatu do wody chłodzącej, $W/m^2 \cdot K$.

Kolejne równanie, wynikające z bilansu energii, opisuje przyrost pola powierzchni wymiany ciepła po strumieniu ciepła przekazanego wodzie chłodzącej [28]:

$$\frac{dA}{d\dot{Q}} = \frac{1}{\alpha_g \cdot (T_g - T_i) + r_{H_2O} \cdot M_p \cdot K \cdot (p_p - p_c)} \quad (2)$$

Schemat obliczeń wymiennika ciepła klasyczną metodą Colburna-Hougena przedstawiono na rys. 14. Jako dane początkowe przyjmuje się: strumień masy gazów inertnych q_{mg} , ciśnienia parcjale tych gazów i pary wodnej odpowiednio na wlocie i wylocie wymiennika (p_{g_in} , p_{g_out} , p_{p_in} , p_{p_out}), temperatury gazów i wody chłodzącej na wejściu i wyjściu (T_{g_in} , T_{g_out} , T_{w_in} , T_{w_out}), prędkość wody chłodzącej v_w oraz średnicę wewnętrzną d_{wew} i zewnętrzną d_{zew} rur, w których płynie woda. Na podstawie przyjętych założeń można obliczyć strumienie masy: pary wodnej na wlocie i wylocie (q_{mp_in} , q_{mp_out}) oraz kondensatu q_{mk} :

$$q_{mp_in} = \frac{M_p}{M_g} \cdot \frac{p_{p_in}}{p_{g_in}} \cdot q_{mg}, \quad q_{mp_out} = \frac{M_p}{M_g} \cdot \frac{p_{p_out}}{p_{g_out}} \cdot q_{mg}, \quad q_{mk} = q_{mp_in} - q_{mp_out} \quad (3)$$

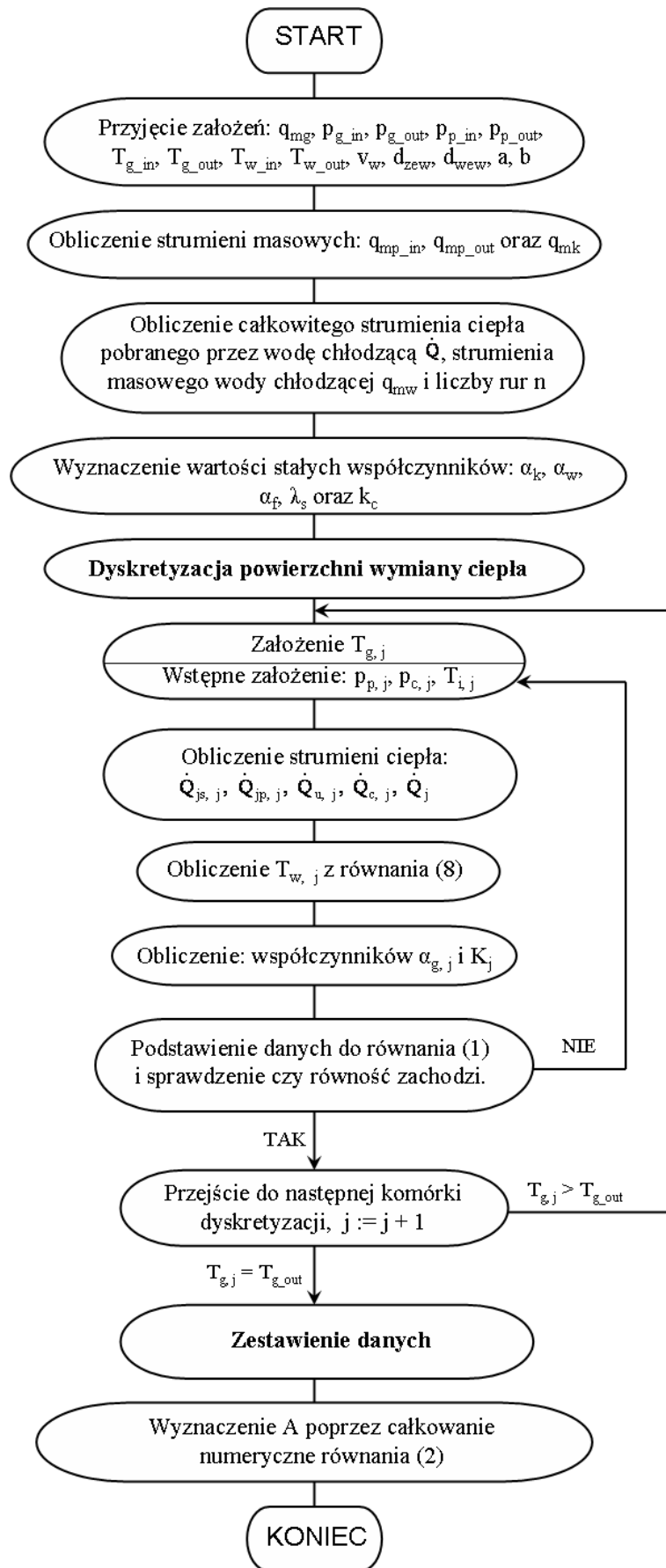
W celu wyznaczenia strumienia masy wody chłodzącej q_{mw} należy wstępnie obliczyć całkowitą moc cieplną wymiennika. W skład tego strumienia ciepła wchodzi [28]:

- strumień ciepła jawnego gazów inertnych: $\dot{Q}_{js} = q_{mg} \cdot c_{p_g} \cdot (T_{g_in} - T_{g_out})$;
- strumień ciepła jawnego nieskroplonej pary wodnej:
 $\dot{Q}_{jp} = q_{mp_in} \cdot c_{pH_2O} \cdot (T_{g_in} - T_{rosy}) + q_{mp_out} \cdot c_{pH_2O} \cdot (T_{rosy} - T_{g_out})$;
- strumień ciepła utajonego: $\dot{Q}_u = q_{mk} \cdot r_{H_2O}$;
- strumień ciepła oddanego przez kondensat: $\dot{Q}_c = q_{mk} \cdot c_{p_w} \cdot (T_{g_in} - T_{g_out})$.

Stąd całkowity strumień ciepła przekazanego wodzie chłodzącej wynosi:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{js} + \dot{Q}_{jp} + \dot{Q}_u + \dot{Q}_c \quad (4)$$

Ciśnienie parcjale pary wodnej na wylocie p_{p_out} jest założone, nie obliczone. Stąd zarówno strumień masy kondensatu, jak i całkowity strumień ciepła jest obliczany z pewnym błędem. Ponadto strumień ciepła oddanego przez kondensat jest proporcjonalny do różnicy temperatur wejściowej i wyjściowej gazów, a nie kondensatu, z tego względu, iż temperatura kondensatu nie jest na tym etapie obliczeń znana.



Rys. 14. Algorytm obliczeń pola powierzchni wymiennika ciepła klasyczną metodą Colburna-Hougena.

Znając całkowity strumień ciepła \dot{Q} przekazanego wodzie chłodzącej, można obliczyć strumień masy tej wody według wzoru [28, 52]:

$$q_{mw} = \frac{\dot{Q}}{c_{p_w} \cdot (T_{w_out} - T_{w_in})} \quad (5)$$

oraz liczbę rur wymiennika w jednym rzędzie [52]:

$$n = \frac{4q_{mw}}{\pi \cdot d_{wew}^2 \cdot \rho_w \cdot v_w} \quad (6)$$

Colburn i Hougén przyjęli współczynniki: przejmowania ciepła od strony kondensatu α_k , przewodzenia ciepła przez ściankę rury λ_s , zanieczyszczenia α_f oraz wnikania ciepła do wody chłodzącej α_w jako stałe. Stąd współczynnik przenikania ciepła z kondensatu do czynnika chłodzącego k_c również jest stały. Wyraża się on wzorem [28]

$$k_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_k} + \frac{d_{zew} - d_{wew}}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_f} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (7)$$

Na drodze przepływających gazów mokrych zmieniają się: współczynnik przejmowania ciepła od strony tych gazów α_g oraz molowy współczynnik wnikania masy K .

Ponieważ najwięcej trudności w obliczeniach wymiennika ciepła przysparza wyznaczenie wartości współczynnika α_g , a w dodatku wartość ta najbardziej decyduje o wyniku końcowym (polu powierzchni wymiany ciepła), parametrowi temu poświęcony będzie osobny rozdział pracy. Natomiast metody obliczania wartości współczynnika K opisuje literatura [28, 124].

W celu wyznaczenia pola powierzchni rur, dokonuje się dyskretyzacji powierzchni wymiany ciepła, tzn. dzieli się tę powierzchnię na sekcje (komórki). W metodzie Colburna-Hougéna przyjmuje się, że w każdej sekcji temperatura mieszaniny gazowo-parowej spada o jednakową wartość ΔT_g . Ponadto w każdej komórce zakłada się wstępnie: temperaturę powierzchni kondensatu T_i , ciśnienie parcjale pary wodnej p_p w rdzeniu strumienia gazów oraz ciśnienie parcjale pary w warstwie przyściennej przy powierzchni kondensatu p_c . Następnie (w każdej j -tej sekcji, z wyjątkiem pierwszej) wyznacza się całkowity strumień ciepła \dot{Q}_j oddanego wodzie chłodzącej według formuły (4), przy czym

- $\dot{Q}_{js, j} = q_{mg} \cdot c_{p-g} \cdot (T_{g, j-1} - T_{g, j});$
- $\dot{Q}_{jp, j} = q_{mp, j} \cdot (c_{pH_2O} \cdot T_{g, j-1} - c_{pH_2O} \cdot T_{g, j});$
- $\dot{Q}_{u, j} = q_{mk, j} \cdot r_{H_2O};$
- $\dot{Q}_{c, j} = q_{mk, j} \cdot c_{p-w} \cdot (T_{i, j-1} - T_{i, j}).$

Mając całkowity strumień ciepła w j-tej komórce, można obliczyć temperaturę wody chłodzącej $T_{w, j}$ (przy danej temperaturze wody w poprzedniej komórce $T_{w, j-1}$):

$$T_{w, j} = T_{w, j-1} - \frac{\dot{Q}_j}{q_{mw} \cdot c_{p-w}} \quad (8)$$

Po wyznaczeniu współczynników α_g i K , wszystkie założone i obliczone wartości parametrów wstawia się do równania (1) i sprawdza, czy równość zachodzi. Jeśli nie, ponownie zakłada się wartości parametrów T_i , p_p i p_c i podstawia do równania. Gdy wreszcie parametry te zostaną dobrane w taki sposób, że równanie (1) będzie spełnione z dostatecznie małym błędem, przechodzi się do następnej komórki i wykonuje tę samą procedurę. Po obliczeniu ostatniej komórki, w której temperatura gazów i pary wynosi T_{g-out} , zestawia się temperatury T_w oraz wartości wyrażenia z prawej strony równania (2) i wyznacza pole powierzchni A , całkując numerycznie wyrażenie $dA/d\dot{Q}$.

Wadą klasycznej metody Colburna-Hougena jest konieczność wstępnego zakładania wartości parametrów T_i , p_p oraz p_c w każdej sekcji, przez co należy czasami wielokrotnie powtarzać procedurę dla jednej komórki. Ponadto, stosując powyższy algorytm, nie ma możliwości dokładnego wyznaczenia temperatury ścianki czy kondensatu w żadnej sekcji (znana jest jedynie temperatura powierzchni kondensatu T_i), toteż strumień ciepła oddanego przez kondensat \dot{Q}_c jest obliczany z pewnym błędem. Za względu na wstępnie założoną wartość ciśnienia parcjalego pary na wylocie p_{p-out} , parametr ten, jak i strumień masy kondensatu q_{mk} czy całkowita moc cieplna wymiennika \dot{Q} muszą być w końcowych obliczeniach zweryfikowane.

2.5. Wybrane modyfikacje metody Colburna-Hougena

Modyfikacji metody Colburna-Hougena po raz pierwszy dokonał J. Smith w latach 1940-tych [124]. W każdej j-tej komórce wymiennika ciepła, po wyznaczeniu temperatury wody $T_{w,j}$ klasyczną metodą Colburna-Hougena i wstępnym założeniu temperatury powierzchni kondensatu $T_{i,j}$, obliczono dodatkowo temperaturę powierzchni ścianki $T_{s,j}$ wzorem [124]

$$T_{s,j} = T_{w,j} + \frac{k_c \cdot (T_{i,j} - T_{w,j})}{k} \quad (9)$$

gdzie k – całkowity współczynnik przenikania ciepła, a następnie uśrednioną temperaturę kondensatu $T_{k,j}$ jako średnią arytmetyczną $T_{s,j}$ oraz $T_{i,j}$

$$T_{k,j} = \frac{T_{s,j} + T_{i,j}}{2} \quad (10)$$

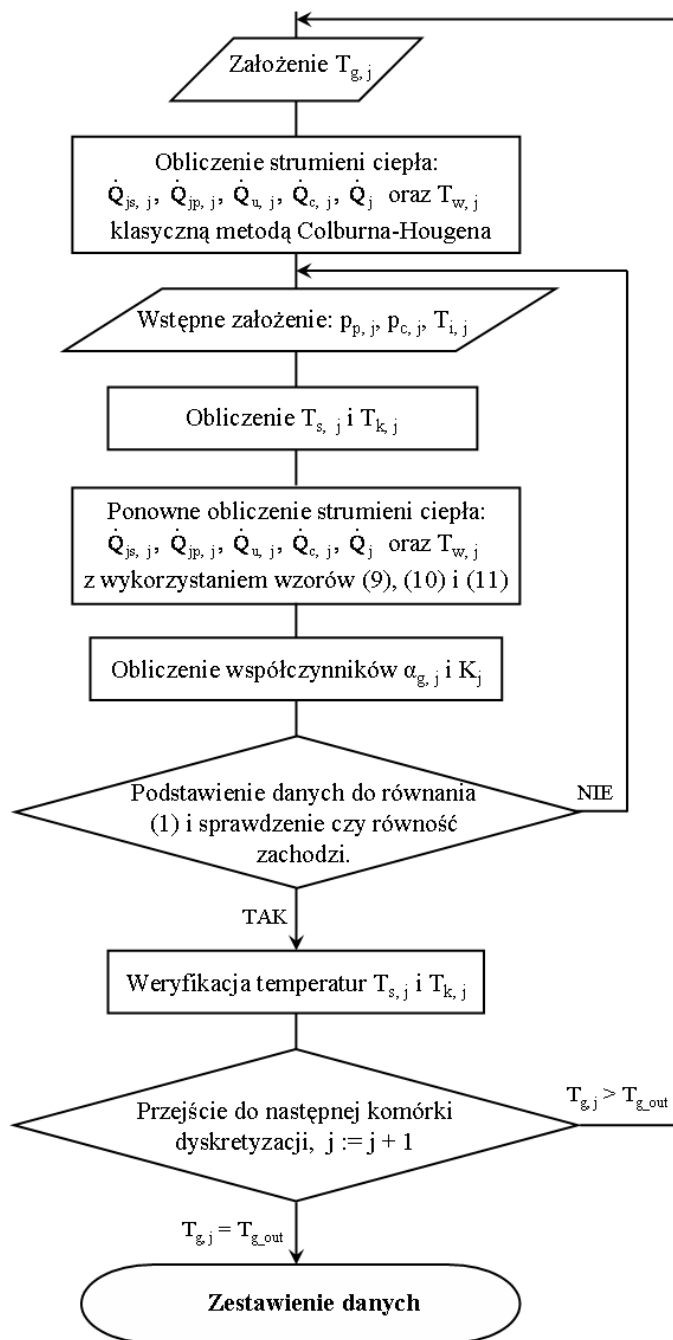
W kolejnym kroku obliczono strumień ciepła pobranego przez wodę chłodzącą \dot{Q}_j w danej sekcji, z tą różnicą, iż strumień ciepła oddanego przez kondensat $\dot{Q}_{c,j}$ wyznaczono, uwzględniając różnicę uśrednionych temperatur kondensatu, a nie, jak poprzednio, różnicę temperatur powierzchni kondensatu:

$$\dot{Q}_{c,j} = q_{mk,j} \cdot c_{p,w} \cdot (T_{k,j-1} - T_{k,j}), \quad (11)$$

co dawało dokładniejsze wyniki. Następnie obliczono temperaturę wody chłodzącej $T_{w,j}$ (według wzoru (8)) i, metodą kolejnych przybliżeń, sprawdzano równość (1). Po wyznaczeniu poprawnej wartości temperatury $T_{i,j}$ ponownie obliczano temperatury $T_{s,j}$ i $T_{k,j}$ za pomocą wzorów (9) i (10).

Schemat blokowy obliczeń dla j-tej komórki wymiennika, zaproponowany przez J. Smitha, przedstawiono na rys. 15.

Modyfikacja metody Colburna-Hougena zaproponowana przez Smitha pozwala na wyznaczenie rozkładu uśrednionych temperatur ścianki i kondensatu oraz na dokładniejsze wyznaczenie strumieni ciepła w poszczególnych komórkach, dzięki czemu pole powierzchni wymiany ciepła również obliczane jest z większą dokładnością. Jednak w dalszym ciągu problemem pozostaje konieczność wstępnego zakładania parametrów T_i , p_p i p_c oraz wyznaczania ich wartości metodą kolejnych przybliżeń.



Rys. 15. Algorytm obliczeń j-tej sekcji wymiennika ciepła metodą Colburna-Hougena zmodyfikowaną przez J. Smitha [104].

Do rozwiązania powyższego problemu przyczynili się K. Jeong, E. Levy i in. [50]. Opracowali oni model analityczny krzyżowo-przeciwprądowego wymiennika ciepła spaliny-woda z kondensacją na rurach pionowych, bazując na metodzie Colburna-Hougena. Drugi składnik równania Colburna-Hougena (1) zastąpiono wyrażeniem

$$k_m \cdot r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (y_{\text{H}_2\text{O}} - y_i)$$

gdzie:

k_m – współczynnik wnikania masy, $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$;

y_{H_2O} , y_i – udziały molowe pary wodnej odpowiednio: w rdzeniu strumienia spalin oraz w warstwie przyściennej przy powierzchni kondensatu.

Udział molowy pary wodnej w rdzeniu strumienia y_{H_2O} oraz temperaturę powierzchni kondensatu T_i założono wstępnie w każdej sekcji i następnie wyznaczono, metodą kolejnych przybliżeń, podstawiając do równania Colburna-Hougena. Udział molowy pary wodnej w warstwie przyściennej spalin przy powierzchni kondensatu y_i obliczono ze wzoru Antoine'a [4]:

$$y_i = \frac{\exp\left(16,262 - \frac{3799,89}{T_{rosy} + 226,35}\right)}{0,001 \cdot p} \quad (12)$$

gdzie:

T_{rosy} – temperatura nasycenia spalin w danej sekcji, °C;

p – ciśnienie spalin, Pa.

Współczynnik wnikania masy k_m obliczono z formuły [49]:

$$k_m = \frac{\alpha_g \cdot M_{H_2O}}{c_{p_g} \cdot M_{spm} \cdot y_{lm} \cdot Le^{2/3}} \quad (13)$$

gdzie:

y_{lm} – średnia logarytmiczna udziałów molowych gazów inertnych przy powierzchni kondensatu oraz w rdzeniu strumienia spalin;

M_{spm} – masa molowa spalin mokrych, kg/mol;

Le – liczba Lewisa;

Średnia logarytmiczna y_{lm} udziałów molowych gazów inertnych warstwie przyściennej przy powierzchni kondensatu y_{gi} oraz w rdzeniu strumienia spalin y_{go} wynosi

$$y_{lm} = \frac{y_{gi} - y_{go}}{\ln\left(\frac{y_{gi}}{y_{go}}\right)} = \frac{y_{H_2O} - y_i}{\ln\left(\frac{1 - y_i}{1 - y_{H_2O}}\right)} \quad (14)$$

Jest oczywiste, że: $y_{gi} = 1 - y_i$ oraz $y_{go} = 1 - y_{H_2O}$.

Bezwymiarową liczbę Lewisa Le autorzy [50] przyjęli jako stałą.

W dalszym ciągu w równaniu (1) pozostają dwie niewiadome: T_i oraz p_p (lub, po modyfikacji, y_{H_2O}). Zatem równanie to nadal rozwiązywane jest metodą kolejnych przybliżeń.

2.6. Wnioski z przeglądu literatury

1. Obecnie nie buduje się nowych bloków energetycznych węglowych nie posiadających układów odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych [90].
2. Dotychczas w blokach węglowych nie obniżano temperatury spalin wylotowych poniżej punktu rosy [44, 87, 135, 139].
3. W celu odzysku większego strumienia ciepła odpadowego spalin wylotowych istnieje potrzeba zainstalowania układu odzysku ciepła z kondensacją.
4. W celu dokładnego wyznaczenia parametrów eksploatacyjnych kondensacyjnego wymiennika ciepła wystarczą modele jednowymiarowe [82].
5. Metoda Colburna-Hougena bazuje na rozwiązywaniu równania Colburna-Hougena metodą kolejnych przybliżeń. 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.
6. Dotychczas w literaturze, w obliczeniach kondensacyjnych wymienników ciepła, przyjmowano stałą wartość liczby Lewisa spalin. Referencyjna wartość tej liczby mieści się w przedziale od 0,77 [50] do 0,845 [1].

3. Cel, zakres i tezy pracy

Cele pracy

- 1) opracowanie metody obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła odzyskującego ciepło odpadowe spalin bloku energetycznego węglowego;
- 2) teoretyczne i eksperymentalne zbadanie procesu schładzania spalin z kondensacją pary wodnej w nich zawartej.

Zakres pracy

- 1) modyfikacja modelu Colburna-Hougena wymiennika ciepła z kondensacją;
- 2) opracowanie algorytmu obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła bazującego na powyższej modyfikacji;
- 3) wykonanie numerycznych obliczeń cieplno-przepływowych płaszczowo-rurowego kondensacyjnego wymiennika ciepła typu spaliny-woda o przepływie krzyżowo-przeciwprądowym, zainstalowanego w kanale spalin bloku energetycznego węglowego;
- 4) wykonanie badań eksperymentalnych kondensacyjnego wymiennika ciepła oraz porównanie z wynikami obliczeń numerycznych;

Tezy pracy

- 1) Zmodyfikowanie metody Colburna-Hougena poprzez wprowadzenie współczynnika zawilżenia spalin pozwala na wyeliminowanie w obliczeniach kondensacyjnego wymiennika ciepła metody kolejnych przybliżeń oraz umożliwia obliczenie dodatkowych parametrów procesu, takich jak temperatura i ciśnienie nasycenia spalin oraz strumień masy skroplonej pary wodnej w spalinach.
- 2) Rozszerzenie teorii Chapmana-Enskoga do mieszanin wieloskładnikowych pozwala na obliczenie liczby Lewisa spalin ze wzoru definicyjnego.

4. Model matematyczny kondensacyjnego wymiennika ciepła

Niniejszy rozdział przedstawia model matematyczny wymiennika ciepła z kondensacją, służącego do odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych bloku energetycznego węglowego.

Główna istota opracowanego modelu polega na uzupełnieniu modelu Colburna-Hougena o formuły pozwalające na obliczenie udziału molowego oraz strumienia masy pary wodnej w zależności od jej temperatury. Pozwala to na rozwiązywanie równania Colburna-Hougena w sposób algebraiczny, bez pomocy metody kolejnych przybliżeń. Wzory te umożliwiają również dokładne wyznaczenie strumienia masy wykroplonej pary wodnej, wody chłodzącej oraz mocy cieplnej wymiennika.

Ponadto opracowano metodę obliczania liczby Lewisa spalin w każdej komórce wymiennika, rozszerzając wzory Chapmana-Enskoga do mieszanin wieloskładnikowych.

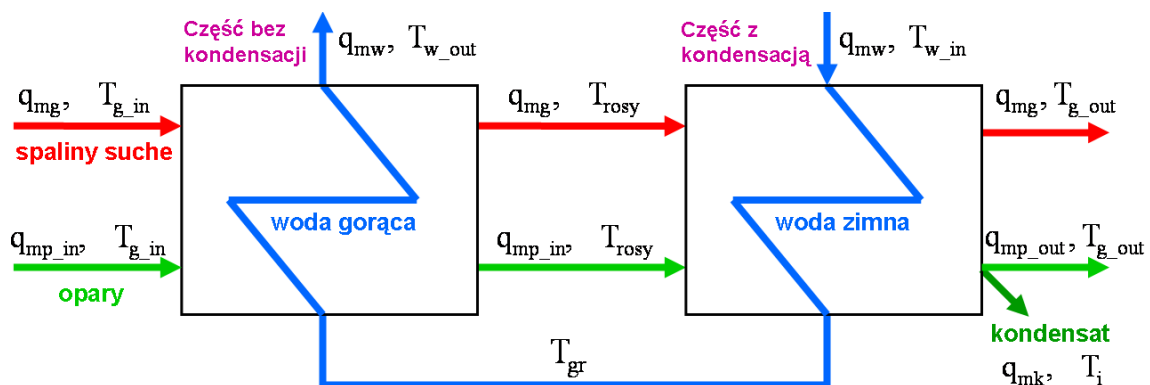
4.1. Założenia modelu

W modelu matematycznym przyjęto następujące założenia:

- o przepływ ciepła jest ustalony i jednowymiarowy;
- o wymiennik ciepła jest płaszczowo-rurowy, krzyżowo-przeciwprądowy typu spaliny-woda. Przepływ spalin odbywa się w poprzek pionowych miedzianych rur, w których płynie woda chłodząca;
- o proces schładzania spalin składa się z dwóch podprocesów: wymiany ciepła bez kondensacji oraz schładzania spalin z kondensacją. Skraplanie pary wodnej zawartej w spalinach zachodzi tylko na powierzchni pionowych rur;
- o proces schładzania spalin odbywa się przy stałym ciśnieniu równym ciśnieniu atmosferycznemu p_{atm} ;
- o strumień masy wody chłodzącej w rurach jest stały;

- o ze względu na duże strumienie masy spalin oraz pary wodnej zachodzi jedynie kondensacja błonowa;
- o nie zachodzi zjawisko odparowania kondensatu;
- o nie występują straty ciepła do otoczenia.

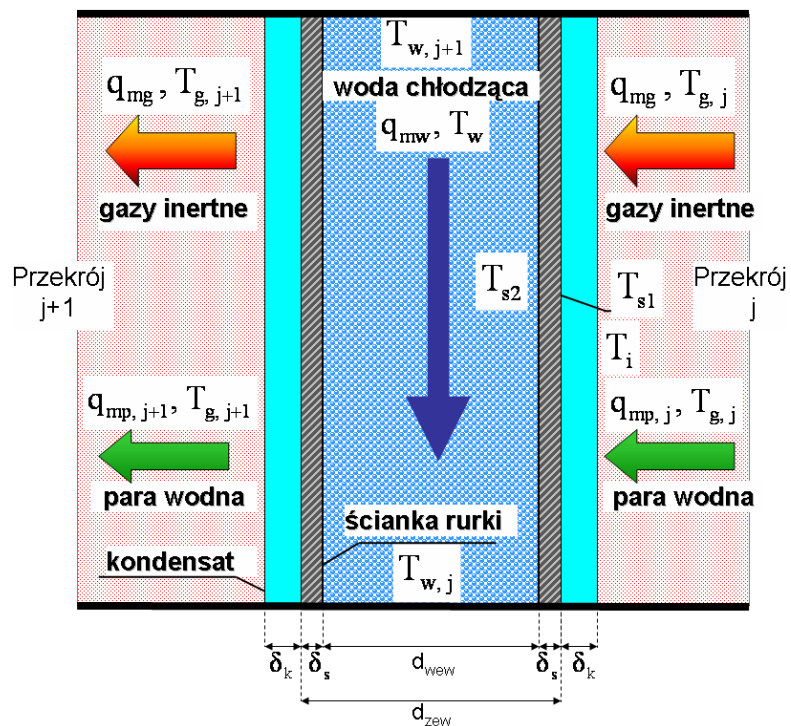
Schemat blokowy procesu schładzania spalin w kondensacyjnym wymienniku ciepła ilustruje rys. 16.



Rys. 16. Schemat blokowy procesu wymiany ciepła pomiędzy spalinami i wodą.

Proces wymiany ciepła z kondensacją składa się z: przyjmowania 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 celu wyprowadzenia równań modelu wprowadzono objętość kontrolną przedstawioną na rys. 17.



Rys. 17. Objętość kontrolna modelu wraz z oznaczonymi parametrami cieplno-przeplwowymi.

4.2. Model matematyczny 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_{mp} , a więc i całkowity strumień spalin mokrych $q_{m\text{spm}}$, nie ulegają zmianie. Proces odbywa się przy stałym współczynniku zawilżenia spalin X . Wzdłuż długości wymiennika wzrasta wilgotność względna spalin ϕ dla malejących temperatur gazów T_g [47]

$$\phi = \frac{p_s(T_{rosy})}{p_s(T_g)} \quad (15)$$

aż do osiągnięcia stanu nasycenia $\phi = 100\%$. Temperatura wody chłodzącej w rurach, wraz z liniowym spadkiem temperatury spalin, zmienia się w sposób liniowy.

Strumień ciepła pobranego ze spalin przez wodę chłodzącą składa się jedynie ze strumienia ciepła jawnego spalin suchych i pary wodnej. Zatem

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{js} + \dot{Q}_{jp}, \quad (16)$$

gdzie

$$\dot{Q}_{js} = q_{mg} \cdot (c_{p,g}(T_{g,in}) \cdot T_{g,in} - c_{p,g}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy}), \quad (17)$$

$$\dot{Q}_{jp} = q_{mp,in} \cdot (c_{pH_2O}(T_{g,in}) \cdot T_{g,in} - c_{pH_2O}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy}), \quad (18)$$

Stąd równanie Colburna-Hougena upraszcza się od postaci

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_{s1}) = \alpha_w \cdot (T_{s1} - T_w) \quad (19)$$

Równanie różniczkowe bilansu ciepła dla wody i spalin jest postaci

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_{s1}) \cdot dA = q_{mw} \cdot c_{p,w}(T_w) \cdot dT_w \quad (20)$$

W powyższych wzorach wartość współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g wyznaczono z formuły obliczeniowej na liczbę Nusselta dla czystej rury, tzn. nie pokrytej warstwą kondensatu. Formuła ta ma postać [126]:

$$\text{Nu} = 0,27 \cdot \text{Re}^{0,63} \cdot \text{Pr}^{0,36}, \quad (21)$$

gdzie liczby Reynoldsa i Prandtla są funkcjami temperatury spalin $\text{Re} = \text{Re}(T_g)$, $\text{Pr} = \text{Pr}(T_g)$ ze względu na zmianę parametrów $c_{p_spm}(T_g)$, $\rho_{spm}(T_g)$, $v_{spm}(T_g)$, $\lambda_{spm}(T_g)$.

4.3. Model matematyczny wymiany ciepła z kondensacją

Od momentu zajścia kondensacji strumień masy pary wodnej q_{mp} , a zarazem strumień masy spalin mokrych q_{mspm} , maleją na drodze spalin w wymienniku ciepła. Równanie bilansu masy dla spalin jest więc postaci

$$q_{mspm} = q_{mg} + q_{mp} \quad (22)$$

Równanie Colburna-Hougena, po modyfikacji zaproponowanej w [49, 50], przyjmuje postać

$$\alpha_g \cdot (T_g - T_i) + r_{H_2O} \cdot k_m \cdot (y_{H_2O} - y_i) = k \cdot (T_g - T_w) \quad (23)$$

gdzie k – całkowity współczynnik przenikania ciepła spalin do wody chłodzącej, $W/m^2 \cdot K$.

Współczynnik przenikania ciepła k liczony od spalin do wody jest równy

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (24)$$

W powyższym wzorze pominięto opór cieplny kondensatu. W tym miejscu można rozszerzyć model o uwzględnienie grubości warstwy kondensatu δ_k np. obliczanej wzorem pochodzącym z modelu Nusselta [81]

$$\delta_k = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_k \cdot \mu_k \cdot (T_g - T_{sl}) \cdot z}{r_{H_2O} \cdot \rho_k \cdot g}} \quad (25)$$

gdzie z – odległość od górnej części rurki, m.

Wtedy wartość współczynnika k jest równa

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} + \frac{\delta_k}{\lambda_k} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_w}} \quad (26)$$

Spadek temperatury rosy, obliczony z formuły aproksymacyjnej podanej w Dodatku 1, ze względu na skraplający się kondensat i zmniejszające się ciśnienie parcjalne pary p_p (dla $p_p \in$

(611 Pa, 101320 Pa)), wpływa na udział molowy pary nieskroplonej przy powierzchni kondensatu na rurach (równanie Antoine'a [4, 50]):

$$y_i = 1000 \cdot \frac{\exp \left[16,262 - \frac{3799,89}{T_{\text{rosy}} + 226,35} \right]}{p_{\text{atm}}} \quad (27)$$

Aby zapobiec konieczności sprawdzania metodą kolejnych przybliżeń, czy zachodzi równanie Colburna-Hougena, należy znaleźć sposób na obliczenie temperatury powierzchni kondensatu T_i lub udziału molowego pary wodnej $y_{\text{H}_2\text{O}}$ w rdzeniu strumienia. Wtedy, z równości (23), można wyznaczyć pozostałe parametry [68, 119].

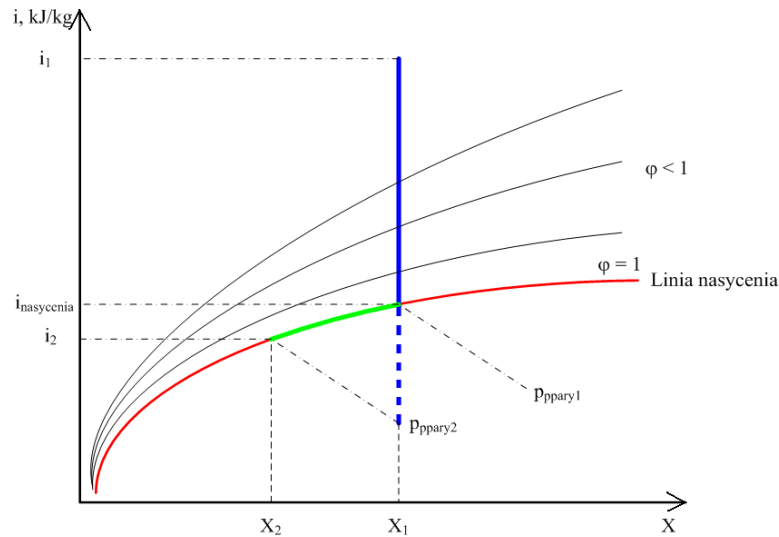
Najważniejszą modyfikacją modelu Colburna-Hougena, zaproponowaną przez autora, było uzupełnienie metodologii obliczeń o wzory pozwalające wyznaczyć $y_{\text{H}_2\text{O}}$ przy pomocy pojęcia współczynnika zawilżenia X spalin na podstawie wykresu Molliera.

Współczynnik zawilżenia X jest, oprócz temperatury i ciśnienia, trzecim parametrem stanu spalin. Definiuje się go jako stosunek strumienia masy pary wodnej do strumienia masy spalin suchych [53, 113]:

$$X = \frac{q_{\text{mp}}}{q_{\text{mg}}} \quad (28)$$

Wykres Molliera dla spalin mokrych pokazano na rys. 18. Przedstawia on zależność entalpii spalin i od współczynnika zawilżenia spalin X . Ilustruje izobaryczne schładzanie spalin przy stałym współczynniku zawilżenia X_1 (bez kondensacji), a następnie przy stałej wilgotności względnej ϕ (z kondensacją). Posługując się tym wykresem, można znaleźć wartość współczynnika zawilżenia X w danej temperaturze spalin.

Wilgotność względna ϕ wzrasta aż do osiągnięcia stanu nasycenia $\phi = 100\%$, tzn. kiedy temperatura spalin osiąga punkt rosy (linia zielona, rys. 18). Zatem przy obliczaniu pola powierzchni wymiany ciepła metodą Colburna-Hougena, przy wymianie ciepła z kondensacją, przyjęto $\phi = 1$.



Rys. 18. Wykres Molliera dla izobarycznego ochładzania spalin.

Ciśnienie parcjalne pary p_p jest równe ciśnieniu nasycenia w danej temperaturze spalin T_g :

$$p_p = \varphi \cdot p_s(T_{\text{rosy}}) = p_s(T_{\text{rosy}}) = p_s(T_g) \quad (29)$$

Zastosowane w powyższym wzorze ciśnienie nasycenia p_s obliczono według formuły aproksymacyjnej [38]:

$$p_s(T) = 611 \cdot \exp\left(\frac{7,257 \cdot T}{10^2} - \frac{2,937 \cdot T^2}{10^4} + \frac{9,81 \cdot T^3}{10^7} - \frac{1,901 \cdot T^4}{10^9}\right) \quad (30)$$

Znając ciśnienie parcjalne pary wodnej p_p , współczynnik zawilżenia X można obliczyć również ze wzoru [53]:

$$X = \frac{M_{\text{H}_2\text{O}}}{M_g} \cdot \frac{p_p}{p - p_p} \quad (31)$$

Wtedy strumienie masowe pary wodnej zawartej w spalinach (w danym punkcie wymiennika) i kondensatu wynoszą odpowiednio:

$$q_{\text{mp}} = q_{\text{mg}} \cdot X, \quad q_{\text{mk}} = q_{\text{mp_in}} - q_{\text{mp_out}} = q_{\text{mg}} \cdot (X_1 - X_2) \quad (32)$$

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

Udział masowy $u_{\text{mH}_2\text{O}}$ i molowy $y_{\text{H}_2\text{O}}$ pary wodnej w spalinach wyznaczono z zależności [77]:

$$u_{mH_2O} = \frac{q_{mp}}{q_{mp} + q_{mg}}, \quad y_{H_2O} = \frac{u_{mH_2O}}{M_{H_2O} \cdot \left(\frac{1 - u_{mH_2O}}{M_g} + \frac{u_{mH_2O}}{M_{H_2O}} \right)} \quad (33)$$

Dzięki omówionej modyfikacji, w równaniu Colburna-Hougena (23) występuje jedna niewiadoma – temperatura powierzchni kondensatu T_i .

Współczynnik wnikania masy k_m obliczany jest za pomocą formuły (13). Większej uwagi wymaga występująca w tym wzorze liczba Lewisa, definiowana jako stosunek dyfuzji termicznej do dyfuzji molekularnej i równa $Le = Sc/Pr$, gdzie liczba Schmidta Sc wynosi

$$Sc = \frac{\nu}{D} \quad (34)$$

gdzie ν – kinematyczny współczynnik lepkości, D – współczynnik dyfuzji.

Teoria Chapmana-Enskog [18, 47] podaje wartości współczynnika dyfuzji D dla dwuskładnikowych mieszanin gazów, z których jeden rozpuszcza się w drugim. Inaczej sprawa wygląda w przypadku spalin, gdzie rozważana jest mieszanina wieloskładnikowa. Stąd zaproponowano „hipotezę proporcjonalności” liczby Lewisa Le do udziałów molowych składników gazowych. Z teorii wymiany masy wynika [29, 47], że przy mieszaninach główną rolę odgrywają współczynniki na głównej przekątnej macierzy D_{ij} współczynników dyfuzji składnika i w składniku j o wymiarze $(n-1)^2$; przy n składnikach (n -ty składnik jest rozpuszczalnikiem). W sposób naturalny kojarzy się to z wektorami bazowymi przestrzeni liniowej. Ponadto, jeśli udziały molowe składników są bliskie zeru z wyjątkiem jednego, to wówczas otrzymywany jest współczynnik dyfuzji tego składnika, co zgadza się z praktyką [119]. Zatem, po uwzględnieniu normalizacji udziałów molowych CO_2 , N_2 i O_2 , otrzymano wzór na liczbę Schmidta

$$Sc(T_g) = \left(\frac{y_{CO_2} \cdot D_{H_2O}(0,202 \cdot 10^{-4}; 307,4; T_g)}{\nu_{spm}(T_g) \cdot (y_{CO_2} + y_{N_2} + y_{O_2})} + \frac{y_{N_2} \cdot D_{H_2O}(0,293 \cdot 10^{-4}; 298,2; T_g)}{\nu_{spm}(T_g) \cdot (y_{CO_2} + y_{N_2} + y_{O_2})} + \frac{y_{O_2} \cdot D_{H_2O}(0,282 \cdot 10^{-4}; 308,1; T_g)}{\nu_{spm}(T_g) \cdot (y_{CO_2} + y_{N_2} + y_{O_2})} \right)^{-1} \quad (35)$$

Udział molowy SO_2 pominięto ze względu na jego małą wartość. Wartości współczynników dyfuzji D_{H_2O} pary wodnej w CO_2 , N_2 i O_2 wyznaczono według wzoru [29, 47]

$$D_{\text{H}_2\text{O}}(D; T_b; T_g) = D(T_b) \cdot \left(\frac{T_g + 273,15}{T_b} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (36)$$

gdzie $D(T_b)$ – współczynnik dyfuzji pary wodnej w danym składniku spalin w temperaturze T_b .

Niemalý problem stanowił również dobór odpowiedniej formuły pozwalającej na obliczenie współczynnika przejmowania ciepła ze spalin α_g .

Jak wykazują doświadczenia [115], między poruszającymi się spalinami a warstwą kondensatu powstaje mechaniczne oddziaływanie, spowodowane głównie przez tarcie. Może to spowodować przyrost prędkości warstwy kondensatu, zmniejszenie grubości błonki lub miejscową turbulizację. Dlatego w tym przypadku współczynnik przejmowania ciepła przez warstwę kondensatu α_g jest dużo większy niż w przypadku czystej rury. Ponadto współczynnik ten zmniejsza się na drodze wymiennika ciepła wraz z przejmowaniem ciepła spalin przez pęczek rur wody chłodzącej, ponieważ prędkość spalin maleje.

W pracach [36, 113] opracowano formułę uwzględniającą wpływ prędkości pary na współczynnik przejmowania ciepła, w następującej bezwymiarowej postaci

$$\frac{\alpha_g}{\alpha_{g,n}} = 2,84 \cdot \Pi_d^{0,08} \cdot \text{Re}_{\text{spm}}^m \cdot \text{Nu}_n^{-0,58}, \quad (37)$$

gdzie Π_d oznacza liczbę kryterialną, uwzględniającą tarcie pomiędzy poruszającymi się spalinami a warstwą kondensatu:

$$\Pi_d = \frac{v_{\text{spm}}^2 \cdot \rho_{\text{spm}} \cdot \alpha_{g,n}}{g \cdot \lambda_k \cdot \rho_k}, \quad (38)$$

natomiast $\alpha_{g,n}$ – współczynnik przejmowania ciepła przez kondensat dla nieruchomej pary. Jego wartość, wyprowadzona przez Nusselta na drodze rozważań teoretycznych [81], dla rury pionowej wynosi

$$\alpha_{g,n} = \frac{4}{3} \left(\frac{\lambda_k^3 \rho_k (\rho_k - \rho_{\text{H}_2\text{O}}) g r_{\text{H}_2\text{O}}}{4\mu_k (T_{\text{rosy}} - T_w) b} \right)^{\frac{1}{4}} \quad (39)$$

Liczba Nusselta Nu_n dla pary nieruchomej jest równa

$$\text{Nu}_n = \frac{\alpha_{g,n} \cdot D_{\text{hydr}}}{\lambda_k} \quad (40)$$

We wzorze (37), w wykładniku liczby Reynoldsa pojawia się parametr m . Stwierdzono [113], że w przedziale $\text{Re}_{\text{spm}} \in (500-6000)$ liczba ta ma znikomy wpływ na zmianę ilorazu współczynników przejmowania ciepła, zatem na ogół przyjmuje się $m \approx 0$.

Projektując wymiennik ciepła spaliny-woda z kondensacją błonową, zachodzącą na rurze pionowej, przy obliczaniu współczynnika α_g , można posłużyć się też wzorem Hazeltona i Bakera [42]

$$\alpha_g = 48 \cdot \left(\frac{y_{\text{go}} \cdot r_g + y_{\text{H}_2\text{O}} \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}}{y_{\text{go}} \cdot b} \right)^{0,25}, \quad (41)$$

odnoszącym się do pary wodnej zawartej w mieszaninie gazów organicznych, takich jak np. benzen, toluen, chlorobenzen.

Równania bilansu energii dla części kondensacyjnej wymiennika ciepła są postaci [28, 113]:

$$\bullet \quad \begin{aligned} & q_{\text{mg}} \cdot c_{p_g} \cdot (T_{\text{rosy}} - T_{g_out}) + q_{\text{mg}} \cdot c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \cdot (X_1 \cdot T_{\text{rosy}} - X_2 \cdot T_{g_out}) = \\ & q_{\text{mw}} \cdot c_{p_w} \cdot (T_{gr} - T_{w_in}) \end{aligned} \quad (42)$$

$$\bullet \quad (\alpha_g (T_g - T_i) + k_m \cdot r_{\text{H}_2\text{O}} \cdot (y_{\text{H}_2\text{O}} - y_i)) \cdot dA = q_{\text{mw}} \cdot c_{p_w} \cdot dT_w \quad (43)$$

Całkowity strumień ciepła \dot{Q} spalin składa się ze:

- strumienia ciepła jawnego spalin suchych
- strumienia ciepła jawnego pary
- strumienia ciepła utajonego
- strumienia ciepła schłodzonego kondensatu

Zatem całkowita moc cieplna wymiennika dana jest formułą (4).

5. Algorytm obliczeń

Najważniejszym osiągnięciem autora było opracowanie algorytmu obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła. Algorytm ten bazuje na modyfikacjach modelu Colburna-Hougena zaproponowanych w poprzednim rozdziale. Schemat obliczeń całego wymiennika ciepła podzielono na cztery procedury odpowiadające modelowi matematycznemu:

- o inicjującą zmienne i przeprowadzającą wstępne obliczenia;
- o prowadzącą obliczenia dla części wymiennika bez kondensacji;
- o prowadzącą obliczenia dla sekcji wymiennika z kondensacją;
- o przeprowadzającą obliczenia końcowe.

W rozdziale przedstawiono i omówiono schematy blokowe poszczególnych procedur, natomiast w Dodatku 2 zamieszczono algorytm obliczeń wymiennika ciepła krok po kroku.

5.1 Obliczenia wstępne

Procedura obliczeń wstępnych służy głównie do wstępnego wyznaczenia strumienia masy wody chłodzącej q_{mw} , całkowitej mocy cieplnej wymiennika \dot{Q} , strumienia masy kondensatu q_{mk} , liczby komórek obliczeniowych wymiennika oraz wartości wyrażenia dA/dT_w w pierwszej komórce wymiennika.

W stosunku do klasycznej metody Colburna-Hougena, zmiennymi wejściowymi do obliczeń są: udziały molowe składników spalin: y_{H_2O} , y_{CO_2} , y_{CO} , y_{N_2} , y_{SO_2} , y_{O_2} , temperatura spalin na wlocie T_{g_in} i wylocie T_{g_out} , strumień masy spalin mokrych na wlocie q_{mspm} , temperatura wlotu T_{w_in} i wylotu T_{w_out} wody ogrzewanej w rurach, jej prędkość v_w , wymiary przekroju poprzecznego wymiennika $a \times b$, średnica wewnętrzna rur z wodą d_{wew} i grubość ścianki rury δ_s .

W pierwszym kroku obliczeń wprowadzono wzory aproksymacyjne pozwalające obliczyć właściwości fizyczne płynów jako funkcje temperatury i ciśnienia. Wzory te, zaczerpnięte z literatury, zamieszczono w Dodatku 1.

Następnie, na podstawie składu molowego spalin mokrych na wlocie, wyznaczono ich skład masowy oraz skład (masowy i molowy) spalin suchych.

Strumień spalin suchych (stały na całej długości wymiennika) wynosi

$$q_{mg} = \left(1 - \frac{y_{H_2O} \cdot M_{H_2O}}{M_{spm}} \right) \cdot q_{spm} \quad (44)$$

Zatem strumień masy pary wodnej na wlocie jest równy

$$q_{mp_in} = q_{mspm} - q_{mg} \quad (45)$$

Mając te dane, obliczono współczynnik zawilżenia spalin nieskondensowanych

$$X_1 = \frac{q_{mspm}}{q_{mg}} - 1, \quad (46)$$

ciśnienie parcjale pary

$$p_p = \frac{X_1 \cdot \frac{M_g}{M_{H_2O}} \cdot p}{1 + X_1 \cdot \frac{M_g}{M_{H_2O}}} \quad (47)$$

oraz wilgotność względną

$$\varphi = \frac{p_p}{p_s(T_{g_in})}. \quad (48)$$

Jak już wspomniano, kondensat wykrapla się tylko na linii nasycenia $\varphi = 100\%$ wykresu Molliera (rys. 18) pomiędzy temperaturą nasycenia T_{rosy} i temperaturą wylotową spalin T_{g_out} (mniejszą niż T_{rosy}). Stąd strumień masy kondensatu jest równy

$$q_{mk} = q_{mg} \cdot (X_1 - X_2), \quad (49)$$

gdzie

$$X_1 = \frac{M_{H_2O}}{M_g} \cdot \frac{p_s(T_{rosy})}{p - p_s(T_{rosy})} \quad (50)$$

$$X_2 = \frac{M_{H_2O}}{M_g} \cdot \frac{p_s(T_{g_out})}{p - p_s(T_{g_out})} \quad (51)$$

Strumień masy kondensatu q_{mk} wyznaczono wstępnie, ponieważ zmieniają się właściwości spalin i w obliczeniach końcowych q_{mk} powinien być dodany w poszczególnych komórkach wymiennika. Jednakże wstępne wyznaczenie q_{mk} jest niezbędne, by prowadzić dalsze obliczenia wymiennika ciepła. Zatem strumień masowy pary wodnej na wylocie wynosi

$$q_{mp_out} = q_{mg} \cdot X_2 = q_{mp_in} - q_{mk} \quad (52)$$

Całkowity strumień ciepła \dot{Q} spalin (również obliczany wstępnie, składający się ze strumienia ciepła: jawnego spalin suchych, jawnego pary, utajonego i schłodzonego kondensatu), na podstawie formuły (4), jest równy

$$\begin{aligned} \dot{Q} = & q_{mg} \cdot (c_{p-g}(T_{g_in}) \cdot T_{g_in} - c_{p-g}(T_{g_out}) \cdot T_{g_out}) + q_{mk} \cdot r_{H2O}(T_{rosy}) + \\ & q_{mp_in} \cdot (c_{pH2O}(T_{g_in}) \cdot T_{g_in} - c_{pH2O}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy}) + \\ & (q_{mp_in} - q_{mk}) \cdot (c_{pH2O}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy} - c_{pH2O}(T_{g_out}) \cdot T_{g_out}) + \\ & q_{mk} \cdot (c_{pw}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy} - c_{pw}(T_{g_out}) \cdot T_{g_out}) \end{aligned} \quad (53)$$

Przy danej mocy cieplnej \dot{Q} obliczono wstępnie strumień masy wody w rurach

$$q_{mw} = \frac{\dot{Q}}{c_{p-w}(T_{w_out}) \cdot T_{w_out} - c_{p-w}(T_{w_in}) \cdot T_{w_in}} \quad (54)$$

Stąd liczba rurek z wodą w jednym rzędzie wynosi

$$n = \text{entier} \left[\frac{q_{mw}}{\rho_w \cdot v_w \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{wew}}{2}\right)^2} \right] + 1, \quad (55)$$

natomiast odległość pomiędzy środkami rur jest równa

$$\text{odl} = \frac{a}{n} \quad (56)$$

Średnica hydrauliczna D_{hydr} i wynikające z niej hydrauliczne pole powierzchni A_{hydr} wynoszą [138]

$$D_{hydr} = d_{wew} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \left(\frac{\text{odl}}{d_{wew}} \right)^2 - 1 \right) \quad (57)$$

$$A_{hydr} = \frac{\pi \cdot D_{hydr}^2}{4} \quad (58)$$

Służą one do wyznaczenia prędkości hydraulicznej spalin [138]

$$v_{\text{spm}} = \frac{q_{\text{mspm}}}{(n+1) \cdot \rho_{\text{spm}} \cdot A_{\text{hydr}}} \quad (59)$$

Natomiast rzeczywista prędkość spalin jest równa [52]

$$v_{\text{spm_rzecz}} = \frac{q_{\text{mspm}}}{\rho_{\text{spm}} \cdot a \cdot b} \quad (60)$$

Do obliczeń również istotne jest wyznaczenie temperatury wody w rurkach T_{gr} , dla której po drugiej stronie ścianki zachodzi kondensacja w temperaturze nasycenia T_{rosy} . Parametr T_{gr} służy do wstępnego założenia o liniowym spadku temperatury wody wzdłuż długości wymiennika dla części bez kondensacji. Wynika on z bilansu energii np. dla części wymiennika nie kondensującej pary wodnej [119]

$$q_{\text{mw}} \cdot c_{\text{p_w}}(T_{\text{w_out}}) \cdot (T_{\text{w_out}} - T_{\text{gr}}) = q_{\text{mg}} \cdot (c_{\text{p_g}}(T_{\text{g_in}}) \cdot T_{\text{g_in}} - c_{\text{p_g}}(T_{\text{rosy}}) \cdot T_{\text{rosy}}) + q_{\text{mg}} \cdot X_1 \cdot (c_{\text{pH2O}}(T_{\text{g_in}}) \cdot T_{\text{g_in}} - c_{\text{pH2O}}(T_{\text{rosy}}) \cdot T_{\text{rosy}}) \quad (61)$$

Wtedy T_{gr} jest równa

$$T_{\text{gr}} = \frac{q_{\text{mw}} \cdot c_{\text{p_w}}(T_{\text{w_out}}) \cdot T_{\text{w_out}} - q_{\text{mg}} \cdot (c_{\text{p_g}}(T_{\text{g_in}}) \cdot T_{\text{g_in}} - c_{\text{p_g}}(T_{\text{rosy}}) \cdot T_{\text{rosy}})}{q_{\text{mw}} \cdot c_{\text{p_w}}(T_{\text{w_out}})} - \frac{q_{\text{mg}} \cdot X_1 \cdot (c_{\text{pH2O}}(T_{\text{g_in}}) \cdot T_{\text{g_in}} - c_{\text{pH2O}}(T_{\text{rosy}}) \cdot T_{\text{rosy}})}{q_{\text{mw}} \cdot c_{\text{p_w}}(T_{\text{w_out}})} \quad (62)$$

Ten sam wynik liczbowy powinno się uzyskać zapisując bilans energii dla części kondensującej parę ze spalin.

W kolejnym kroku przeprowadza się obliczenia dla pierwszej komórki wymiennika, przy czym temperatura spalin jest równa temperaturze wlotowej $T_{\text{g_in}}$, natomiast temperatura wody – temperaturze wylotowej $T_{\text{w_out}}$. Zatem

$$T_{\text{g},1} = T_{\text{g_in}}, \quad T_{\text{w},1} = T_{\text{w_out}} \quad (63)$$

Temperatura ścianki od strony spalin $T_{\text{s}1}$ wynika z bilansu ciepła dla teorii cienkiej ścianki (19) i jest równa

$$T_{s1,1} = \frac{\alpha_{g,1} \cdot T_{g,1} + \alpha_{w,1} \cdot T_{w,1}}{\alpha_{g,1} + \alpha_{w,1}}, \quad (64)$$

przy czym współczynnik przejmowania ciepła od strony spalin α_g , obliczany przy pomocy formuły (21), wynosi

$$\alpha_{g,1} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{spm}(T_{g,1})}{D_{hydr}}, \quad (65)$$

Z równania różniczkowego bilansu ciepła dla wody i spalin

$$\alpha_{g,1} \cdot (T_{g,1} - T_{s1,1}) \cdot dA = q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_{w,1}) \cdot dT_w \quad (66)$$

wynika przyrost pola powierzchni wymiennika dA przypadający na wzrost temperatury wody dT_w

$$\left(\frac{dA}{dT_w} \right)_1 = \frac{q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_{w,1})}{\alpha_{g,1} \cdot (T_{g,1} - T_{s1,1})} \quad (67)$$

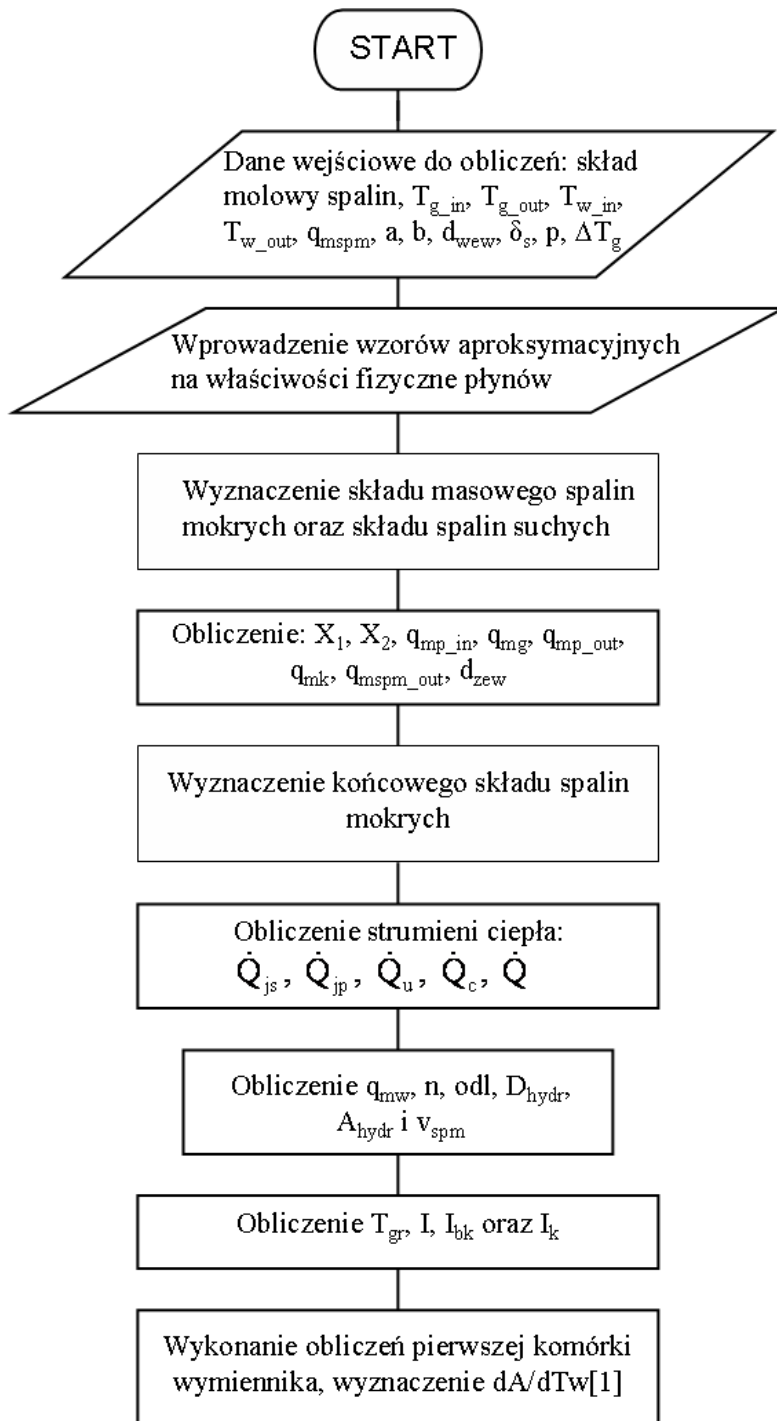
w pierwszej sekcji wymiennika.

W omawianym algorytmie obliczeń, długość każdej komórki wymiennika ciepła odpowiada spadkowi temperatury spalin o stałą ustaloną wartość ΔT_g . Zatem liczba komórek części wymiennika ciepła bez kondensacji oraz z kondensacją, a także całkowita liczba komórek urządzenia wynoszą odpowiednio

$$I_{bk} = \text{trunc} \left(\frac{T_{g_in} - T_{rosy}}{\Delta T_g} \right) + 1, \quad I_k = \text{trunc} \left(\frac{T_{rosy} - T_{g_out}}{\Delta T_g} \right) + 1, \quad (68)$$

$$I = \text{trunc} \left(\frac{T_{g_in} - T_{g_out}}{\Delta T_g} \right) + 1 = I_{bk} + I_k$$

Schemat blokowy procedury obliczeń wstępnych wymiennika ciepła przedstawiono na rys. 19.



Rys. 19. Schemat blokowy procedury inicjującej zmienne i przeprowadzającej wstępne obliczenia.

5.2. Procedura obliczeń sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji pary

Istotą obliczeń każdej komórki wymiennika ciepła jest wyznaczenie przyrostu pola powierzchni rur po zmianie temperatury wody w rurkach dA/dT_w , odpowiadającego przyjętemu *a priori* spadkowi temperatury spalin o ΔT_g .

Na całej długości sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji

$$q_{mp} = q_{mp_in} \quad \text{oraz} \quad q_{mspm} = q_{mspm_in} \quad (69)$$

W każdej j-tej komórce wymiennika, przy danej temperaturze spalin $T_{g,j}$, wyznaczana jest prędkość spalin

$$v_{spm,j} = \frac{q_{mspm_in}}{(n+1) \cdot \rho_{spm}(T_{g,j}) \cdot A_{hydr}}, \quad (70)$$

zależna jedynie od gęstości spalin, oraz współczynnik przenikania ciepła α_g na podstawie równania (21)

$$\alpha_{g,j} = \frac{Nu_j \cdot \lambda_{spm}(T_{g,j})}{D_{hydr}}. \quad (71)$$

Wstępnie obliczona temperatura wody chłodzącej w j-tej komórce

$$T_{w,j} = T_{w,j-1} - \frac{T_{w_out} - T_{gr}}{I_{bk}} \quad (72)$$

służy m.in. do ustalenia współczynnika przejmowania ciepła przez wodę [59, 78]

$$\alpha_{w,j} = \frac{v_w^{0,8}}{d_{wew}^{0,2}} \left(1426 + 24,11 \cdot T_{w,j} - 0,055 \cdot T_{w,j}^2 \right) \quad (73)$$

Ponadto z bilansu ciepła dla teorii cienkiej ścianki (równ. (19)) wyznaczana jest też temperatura ścianki rury T_{s1} nie pokrytej kondensatem:

$$T_{s1,j} = \frac{\alpha_{g,j} \cdot T_{g,j} + \alpha_{w,j} \cdot T_{w,j}}{\alpha_{g,j} + \alpha_{w,j}} \quad (74)$$

Dla strumienia ciepła \dot{Q} wymienianego w danej sekcji wymiennika, równego

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_{js,j} + \dot{Q}_{jp,j}, \quad (75)$$

gdzie

$$\dot{Q}_{js,j} = q_{mg} \cdot (c_{p_g}(T_{g,j-1}) \cdot T_{g,j-1} - c_{p_g}(T_{g,j}) \cdot T_{g,j}), \quad (76)$$

$$\dot{Q}_{jp,j} = q_{mp_in} \cdot (c_{p_{H2O}}(T_{g,j-1}) \cdot T_{g,j-1} - c_{p_{H2O}}(T_{g,j}) \cdot T_{g,j}), \quad (77)$$

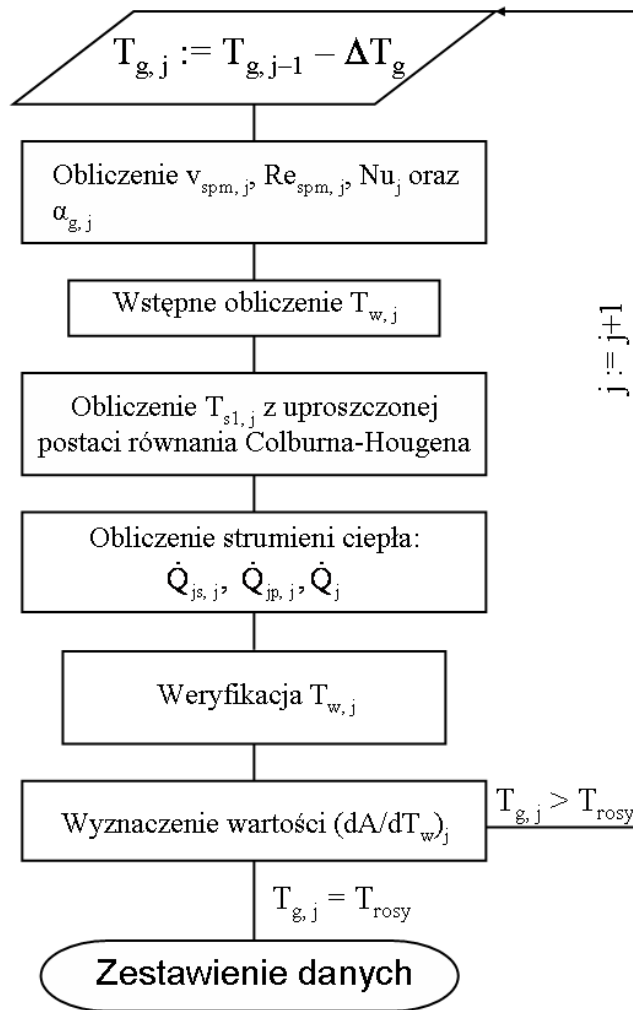
temperatura wody $T_{w,j}$ jest iteracyjnie weryfikowana

$$T_{w,j} = T_{w,j-1} - \frac{\dot{Q}_j}{q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_{w,j-1})}. \quad (78)$$

Przyrost pola powierzchni dA wymiennika przypadający na elementarny przyrost temperatury wody dT_w w j-tej komórce wynosi zatem

$$\left(\frac{dA}{dT_w} \right)_j = \frac{q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_{w,j})}{\alpha_{g,j} \cdot (T_{g,j} - T_{s1,j})} \quad (79)$$

Wzdłuż długości 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. Schemat blokowy procedury obliczeń dla tej części wymiennika przedstawiono na rys. 20.



Rys. 20. Schemat blokowy procedury obliczeń sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji pary wodnej.

5.3. Procedura obliczeń sekcji wymiennika ciepła z kondensacją pary

Podobnie jak w części wymiennika ciepła bez kondensacji, celem procedury obliczeń każdej komórki sekcji wymiennika z kondensacją jest wyznaczenie przyrostu pola powierzchni wymiany ciepła po zmianie temperatury wody w rurach dA/dT_w dla stałego spadku temperatury spalin ΔT_g .

Od momentu zajścia kondensacji, przy danej temperaturze spalin T_g , współczynnik zawilżenia spalin X w j -tej komórce wymiennika wynosi

$$X_j = \frac{M_{H_2O}}{M_g} \cdot \frac{p_s(T_{g,j})}{p - p_s(T_{g,j})} \quad (80)$$

Mając dany współczynnik zawilżenia X , wyznaczany jest strumień masy wykrapłającego się kondensatu, który jest równy

$$q_{mk,j} = q_{mg} \cdot (X_{j-1} - X_j) \quad (81)$$

Związany z nim strumień masowy pary obecnej w spalinach maleje według wzoru

$$q_{mp,j} = q_{mp,j-1} - q_{mk,j}, \quad (82)$$

zatem strumień masy strumień masy spalin mokrych na podstawie równania bilansu masy wynosi

$$q_{mspm,j} = q_{mspm,j-1} - q_{mk,j} = q_{mp,j} + q_{mg} \quad (83)$$

W kolejnym kroku wyznaczany jest nowy skład masowy i molowy spalin. Zmiana udziałów molowych poszczególnych składników spalin y_{CO_2} , y_{CO} , y_{SO_2} , y_{N_2} , y_{O_2} i y_{H_2O} po wykropleniu pary w danej komórce wpływa m.in. na masę molową spalin mokrych M_{spm}

$$M_{spm,j} = y_{CO_2,j} \cdot 0,044 + y_{CO,j} \cdot 0,028 + y_{SO_2,j} \cdot 0,064 + y_{N_2,j} \cdot 0,028 + y_{O_2,j} \cdot 0,032 + y_{H_2O,j} \cdot 0,018 \quad (84)$$

oraz na liczbę Lewisa, obliczaną metodą opracowaną w rozdziale 4.3, równą

$$\text{Le}(T_{g,j}) = \left(\frac{y_{\text{CO}_2,j} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}}(0,202 \cdot 10^{-4}; 307,4; T_{g,j})}{v_{\text{spm}}(T_{g,j}) \cdot (y_{\text{CO}_2,j} + y_{\text{N}_2,j} + y_{\text{O}_2,j})} + \frac{y_{\text{N}_2,j} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}}(0,293 \cdot 10^{-4}; 298,2; T_{g,j})}{v_{\text{spm}}(T_{g,j}) \cdot (y_{\text{CO}_2,j} + y_{\text{N}_2,j} + y_{\text{O}_2,j})} + \frac{y_{\text{O}_2,j} \cdot D_{\text{H}_2\text{O}}(0,282 \cdot 10^{-4}; 308,1; T_{g,j})}{v_{\text{spm}}(T_{g,j}) \cdot (y_{\text{CO}_2,j} + y_{\text{N}_2,j} + y_{\text{O}_2,j})} \right)^{-1} \cdot \frac{\lambda_{\text{spm}}(T_{g,j})}{c_{p\text{-spm}}(T_{g,j}) \cdot \mu(T_{g,j})} \quad (85)$$

Analogicznie jak w przypadku sekcji wymiennika ciepła bez kondensacji, prędkość spalin mokrych obliczana jest z równania (75). Prędkość ta służy m. in. do wyznaczenia wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g według metody opisanej w rozdziale 4.3.

Wstępnie obliczana temperatura wody w rurach na podstawie równania bilansu energii (42) wynosi

$$T_{w,j} = T_{w,j-1} - \frac{q_{\text{mg}} \cdot (c_{p_g}(T_{g,j-1}) \cdot T_{g,j-1} - c_{p_g}(T_{g,j}) \cdot T_{g,j})}{q_{\text{mw}} \cdot c_{p_w}(T_{w,j-1})} - \frac{q_{\text{mg}} \cdot (X_{j-1} \cdot c_{p\text{H}_2\text{O}}(T_{g,j-1}) \cdot T_{g,j-1} - X_j \cdot c_{p\text{H}_2\text{O}}(T_{g,j}) \cdot T_{g,j})}{q_{\text{mw}} \cdot c_{p_w}(T_{w,j-1})} \quad (86)$$

Następnie wyznaczany jest udział molowy pary wodnej przy powierzchni kondensatu y_i na podstawie wzoru Antoine'a (27), potrzebny do obliczenia średniej logarytmicznej różnicy temperatur

$$y_{\text{lm},j} = \frac{y_{\text{H}_2\text{O},j} - y_{i,j}}{\ln\left(\frac{1 - y_{i,j}}{1 - y_{\text{H}_2\text{O},j}}\right)}, \quad (87)$$

która z kolei służy do wyznaczenia współczynnika wnikania masy

$$k_{m,j} = \frac{\alpha_{g,j} \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}}{c_{p\text{-spm}}(T_{g,j}) \cdot M_{\text{spm},j} \cdot y_{\text{lm},j} \cdot \text{Le}(T_{g,j})^{\frac{2}{3}}}. \quad (88)$$

Współczynnik przenikania ciepła k liczony od spalin do wody dany jest wzorem

$$k_j = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{g,j}} + \frac{\delta_{k,j}}{\lambda_k} + \frac{\delta_s}{\lambda_s} + \frac{1}{\alpha_{w,j}}} \quad (89)$$

gdzie

$$\delta_{k,j} = \frac{4}{5} \cdot \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_k \cdot \mu_k \cdot (T_{g,j} - T_{s1,j})}{r_{H2O}(T_{g,j}) \cdot \rho_k \cdot g}} \cdot b^{\frac{5}{4}} \quad (90)$$

Dzięki modyfikacji modelu Colburna-Hougena zaproponowanej w rozdziale 4.3, równanie Colburna-Hougena zawiera jedną niewiadomą – temperaturę powierzchni kondensatu T_i , która jest równa

$$T_{i,j} = \frac{\alpha_{g,j} \cdot T_{g,j} + k_{m,j} \cdot r_{H2O}(T_{g,j}) \cdot (y_{H2O,j} - y_{i,j})}{\alpha_{g,j}} - \frac{k_j \cdot (T_{g,j} - T_{w,j})}{\alpha_{g,j}}. \quad (91)$$

Zatem równanie Colburna-Hougena rozwiązywane jest algebraicznie.

Po wyznaczeniu strumienia ciepła \dot{Q} wymianianego w danej sekcji wymiennika

$$\dot{Q}_j = \dot{Q}_{js,j} + \dot{Q}_{jp,j} + \dot{Q}_{u,j} + \dot{Q}_{c,j}, \quad (92)$$

w którym

$$\dot{Q}_{js,j} = q_{mg} \cdot (c_{pg}(T_{g,j-1}) \cdot T_{g,j-1} - c_{pg}(T_{g,j}) \cdot T_{g,j}), \quad (93)$$

$$\dot{Q}_{jp,j} = q_{mp,j} \cdot (c_{pH2O}(T_{g,j-1}) \cdot T_{g,j-1} - c_{pH2O}(T_{g,j}) \cdot T_{g,j}), \quad (94)$$

$$\dot{Q}_{u,j} = q_{mk,j} \cdot r_{H2O}(T_{rosy,j}), \quad (95)$$

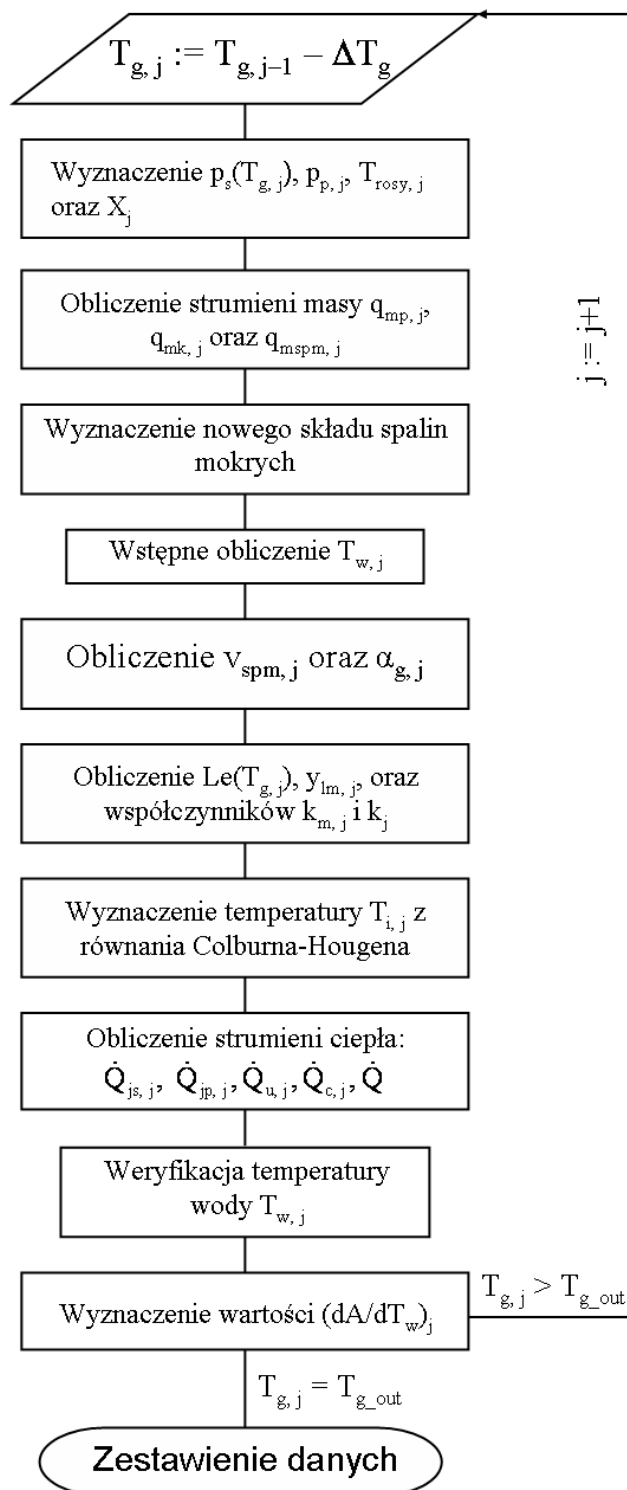
$$\dot{Q}_{c,j} = q_{mk,j} \cdot (c_{pw}(T_{i,j-1}) \cdot T_{i,j-1} - c_{pw}(T_{i,j}) \cdot T_{i,j}), \quad (96)$$

następuje weryfikacja temperatury wody chłodzącej $T_{w,j}$ według wzoru (78).

Elementarny przyrost pola powierzchni dA po zmianie temperatury wody dT_w , wynikający z równania różniczkowego bilansu energii, wynosi

$$\left(\frac{dA}{dT_w} \right)_j = \frac{q_{mw} \cdot c_{pw}(T_{w,j})}{\alpha_{g,j} \cdot (T_{g,j} - T_{i,j}) + k_{m,j} \cdot r_{H2O}(T_{g,j}) \cdot (y_{H2O,j} - y_{i,j})} \quad (97)$$

Procedura obliczeń sekcji wymiennika ciepła z kondensacją przebiega do momentu aż temperatura spalin osiągnie założoną wartość na wylocie wymiennika $T_{g,out}$. Schemat blokowy omawianej procedury przedstawiono na rys. 21.



Rys. 21. Schemat blokowy procedury obliczeń sekcji wymiennika ciepła z kondensacją pary wodnej.

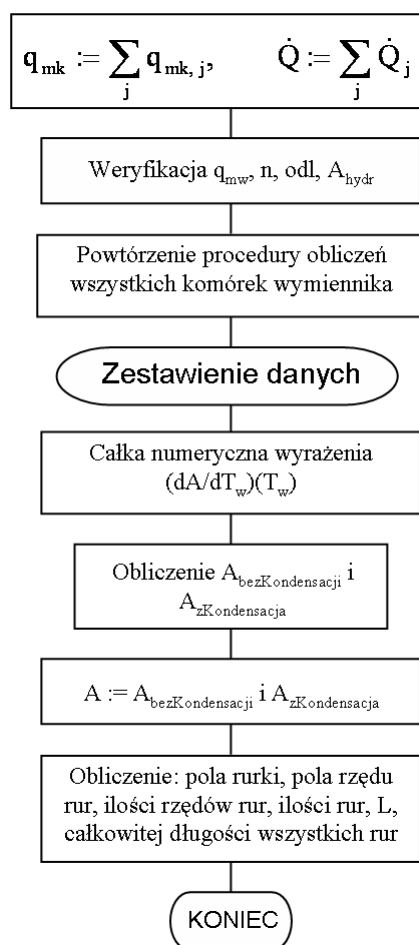
5.4. Obliczenia końcowe

Po obliczeniu ostatniej komórki wymiennika, w której $T_g = T_{g_out}$, sumowany jest strumień masy kondensatu q_{mk} i całkowity strumień ciepła \dot{Q} z poszczególnych komórek. Następuje weryfikacja strumienia masy wody q_{mw} . Następnie powtarzana jest cała procedura obliczeń wymiennika ciepła.

Celem procedury obliczeń końcowych jest wyznaczenie pola powierzchni wymiany ciepła A , czyli pola powierzchni zewnętrznej rur. Wielkość tę można obliczyć całkując numerycznie wyrażenie dA/dT_w , którego wartość wyznaczono w każdej komórce obliczeniowej. Innymi słowy, parametr A jest równy polu powierzchni pod krzywą $(dA/dT_w)(T_w)$.

Drugim celem procedury jest obliczenie dokładnej geometrii wymiennika ciepła – liczby rurek z wodą, liczby rzędów rurek, całkowitej długości wszystkich rurek, długości L wymiennika ciepła itd.

Schemat blokowy procedury obliczeń końcowych przedstawiono na rys. 22.

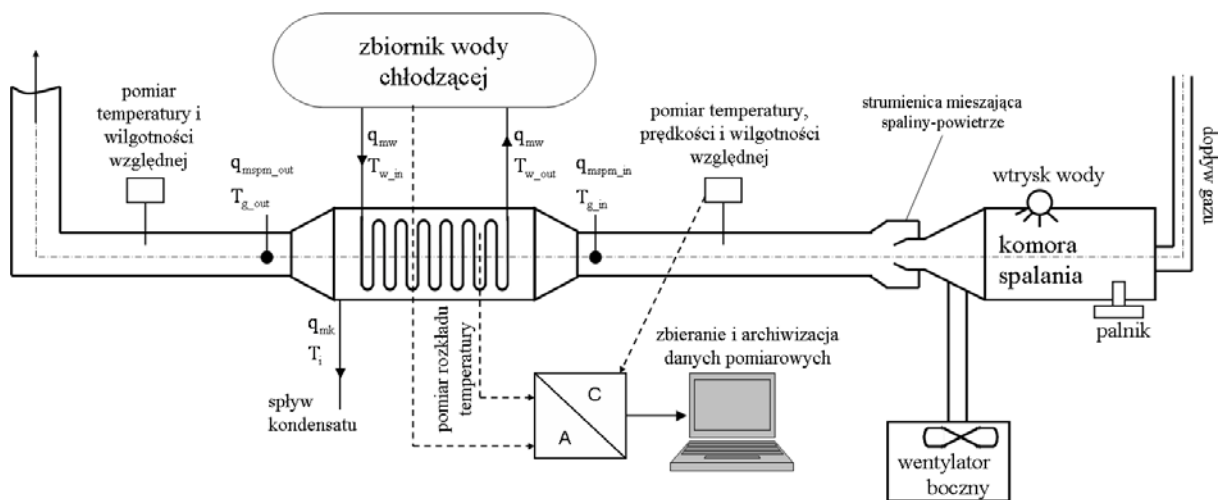


Rys. 22. Schemat blokowy procedury obliczeń końcowych wymiennika ciepła.

6. Stanowisko badawcze

6.1. Opis stanowiska

Schemat stanowiska badawczego, na którym przeprowadzono badania eksperymentalne, przedstawiono na rys. 23.



Rys. 23. Schemat stanowiska badawczego.

Stanowisko składa się z: komory spalania, kanału spalin z wmontowanym kondensacyjnym wymiennikiem ciepła, układu chłodzenia wymiennika oraz sekcji pomiarowej. Spaliny powstają w wyniku spalania gazu GZ-50 w komorze spalania wyposażonej w modulowany palnik gazowy. Żądany skład spalin mokrych zasymulowany został przez mieszanie spalin gazowych z powietrzem wlotowym dostarczanym przez wentylator boczny oraz wtrysk wody do komory spalania poprzez dyszę mgłową. Poprzez zadanie odpowiedniego strumienia masy wody wtryskowej, która w temperaturze spalin powyżej 100°C ulega odparowaniu, regulowany jest np. współczynnik zawilżenia spalin na wlocie wymiennika. Spaliny o zadanym składzie kierowane są do kondensacyjnego wymiennika ciepła, gdzie następuje ich schładzanie wraz z kondensacją, po czym odprowadzane są do kanału kominowego. Czynnikiem chłodzącym spaliny jest woda, płynąca w układzie otwarcio-zamkniętym. Jej stała temperatura w zbiorniku utrzymywana jest

poprzez zmieszanie z zimną wodą z sieci. Obieg wody wymuszony jest przez pompę wodną z falownikiem.

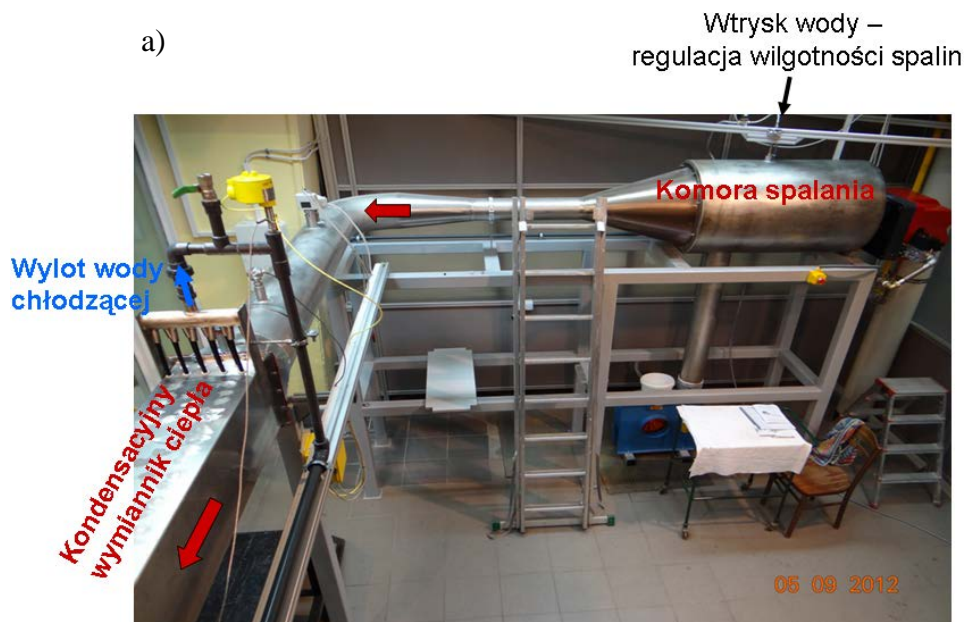
Stanowisko badawcze podłączone jest do szafy sterowniczej wyposażonej w układy regulacji i archiwizacji danych. Cztery niezależne układy regulacji służą do utrzymywania: stałej temperatury oraz strumienia masy spalin na wlocie wymiennika ciepła, stałej wilgotności względnej spalin oraz stałej temperatury wody chłodzącej wpływającej do wymiennika ciepła. Wyniki pomiarów zbierane oraz archiwizowane są przez komputer z pomocą programu LabView.

Rury kondensacyjnego wymiennika ciepła, o średnicy 10 mm i grubości ścianki 1 mm, wykonane są ze stali węglowej i pokryte są warstwą PTFE o grubości 0,5 mm. Kanał spalin oraz konstrukcję nośną wykonano ze stali odpornej na korozję.

Wymiennik, w celu możliwości obserwacji oraz wizualizacji zjawiska skraplania pary wodnej, wyposażony jest w okienko inspekcyjne, wykonane ze szkła żaroodpornego. Okienko to otwierane jest tylko na czas obserwacji, poza tym całkowicie jest zaizolowane tak jak pozostała część wymiennika ciepła w celu zmniejszenia strat ciepła do otoczenia.

Kondensat, powstały w wyniku skraplania pary wodnej, odprowadzany jest do leja znajdującego się poniżej części wylotowej wymiennika ciepła.

Widok ogólny stanowiska badawczego przedstawiono na rys. 24.



b)



Rys. 24. Fotografia stanowiska laboratoryjnego: a – instalacja z komorą spalania po prawej, b – kondensacja na rurach wymiennika ciepła, obserwowana w okienku inspekcyjnym.

6.2. Urządzenia pomiarowe

W celu określenia niektórych wielkości cieplno-przepływowych spalin i wody, stanowisko badawcze wyposażone jest w układy pomiaru: strumienia masy oraz temperatury spalin przed i za sekcją pomiarową, strumienia masy wody chodzącej i kondensatu, temperatury wody chłodzącej na wlocie i wylocie wymiennika ciepła oraz kondensatu.

Do pomiaru strumienia masy spalin służy przepływomierz termiczny ST98 firmy FCI, wyposażony w dwa oporowe czujniki temperatury. Element pomiaru przepływu stanowi całkowicie spawaną konstrukcję ze stali nierdzewnej. Przepływomierz umożliwia zaprogramowanie najważniejszych funkcji i ustawień poprzez menu. Najważniejsze ustawienia przepływomierza to wybór pomiaru prędkości, strumienia masy, strumienia objętości, zliczania całkowitej objętości lub masy przepływającego płynu.

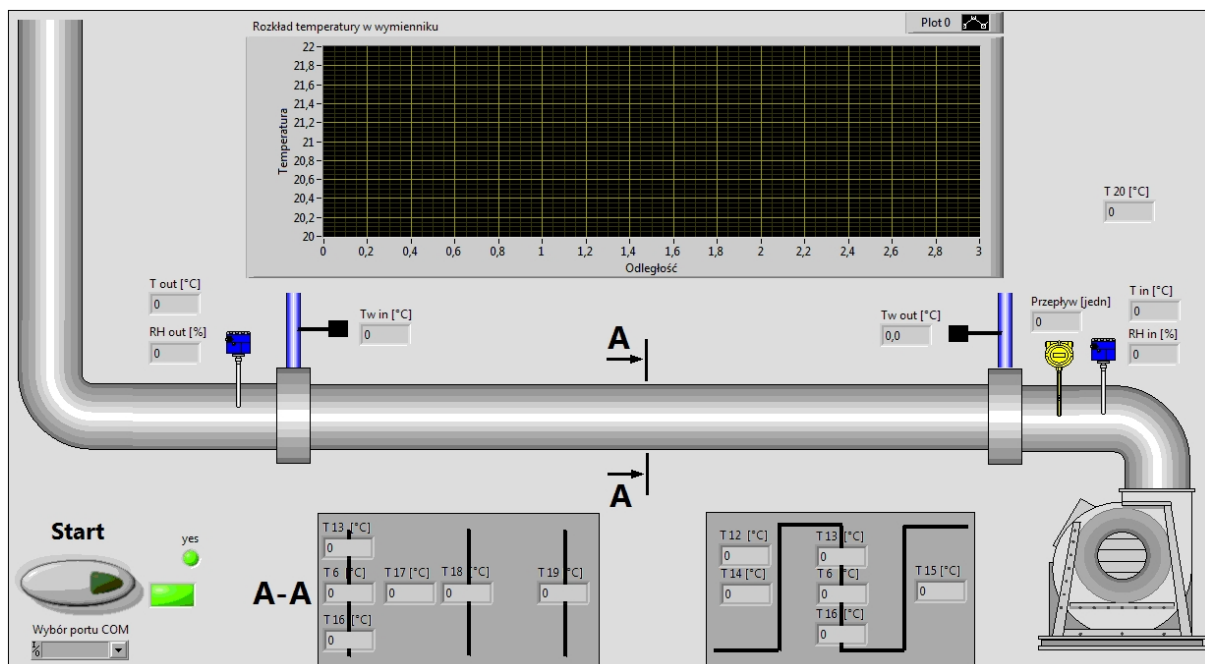
Do pomiaru wilgotności względnej spalin zastosowano przetwornik pomiaru temperatury i wilgotności gazów Comet T0210 o zakresie pomiarowym temperatury 0-120°C oraz wilgotności względnej 0-100%. Przyrząd umożliwia pomiar: temperatury nasycenia spalin, wilgotności bezwzględnej oraz entalpii właściwej. Zmierzone wielkości są wyświetlane na wyświetlaczu LCD. Wyjścia analogowe przetwornika podłączone są do szafy sterowniczej oraz systemu akwizycji i wizualizacji wyników, dzięki czemu wartości temperatur i wilgotności rejestrowane są na komputerze.

W celu zmierzenia strumienia objętości wody chłodzącej zamontowano przepływomierz ultradźwiękowy Portaflow-C firmy Fuji. Główną zaletą przepływomierza jest duża dokładność pomiaru. Maksymalny błąd pomiaru wynosi 1%.

Dodatkowo za pomocą czujników temperatury w wybranych punktach wymiennika ciepła istnieje możliwość pomiaru lokalnej temperatury w poszczególnych sekcjach urządzenia. Termopary zamontowane są na rurach wewnątrz wymiennika oraz w wybranych przestrzeniach pomiędzy rurkami. Układ czujników podłączony jest do systemu akwizycji i wizualizacji wyników oraz do komputera, co umożliwia wyznaczenie rozkładu temperatur wzdłuż wymiennika ciepła oraz w wybranych przekrojach poprzecznych.

Środowiskiem programistycznym umożliwiającym stworzenie systemu akwizycji i wizualizacji danych pomiarowych było oprogramowanie LabView. Za pomocą tego systemu zbierano dane z różnych typów urządzeń pomiarowych, dokonano ich rejestracji i wizualizacji, jak również wykonano niezbędne obliczenia za pomocą wbudowanych funkcji matematycznych.

W celu obserwacji wartości zmierzonych oraz rejestracji danych pomiarowych wykorzystano graficzny interfejs użytkownika umożliwiający sterowanie programem LabView. Główną częścią interfejsu jest schematyczny rysunek fragmentu instalacji badawczej. Nad wymiennikiem ciepła znajduje się wykres przedstawiający rozkład temperatur w wybranych przekrojach poprzecznych urządzenia. Poniżej mieszczą się pola przedstawiające wartości temperatur spalin oraz na ściankach rur w wybranych punktach w części kondensacyjnej wymiennika. Ponadto na wlocie i wylocie wymiennika ciepła znajdują się pola wyświetlające strumień masy spalin, ich wilgotność względną oraz temperaturę gazów i wody chłodzącej. Ekran z obrazem z graficznego interfejsu przedstawiono na rys. 25.



Rys. 25. Widok interfejsu graficznego użytkownika.

6.3. Program badań

W trakcie badań eksperymentalnych wymiennika ciepła dokonywano zmiany jednego parametru, np.: temperatury wlotowej spalin, strumienia masy spalin mokrych, strumienia masy wody chłodzącej itd. W trakcie zmian jednej wielkości pozostałe utrzymywane były na stałym poziomie dzięki zainstalowanym układom regulacji. Badania wykonywano w punktach pracy wymiennika ciepła tak, aby zachodziła kondensacja pary wodnej z przepływających spalin. Charakterystyki przedstawiające zależności między wielkościami mierzonymi, jakie otrzymano w wyniku badań, dotyczą ustalonych stanów pracy wymiennika ciepła.

Pierwsze badanie polegało na wykonaniu pomiarów temperatur wewnątrz wymiennika ciepła na całej jego długości w różnych przekrojach. Badanie przeprowadzono dla różnych temperatur spalin na wlocie oraz różnych strumieni masy spalin i wody chłodzącej. Temperatury spalin na wlocie zmieniano w zakresie 65-90°C, strumienie masy spalin – w zakresie 0,13-0,18 kg/s, natomiast strumienie masy wody – w przedziale 0,28-0,92 kg/s. W wyniku otrzymano rozkłady temperatur spalin wzdłuż osi przepływu w wymienniku ciepła.

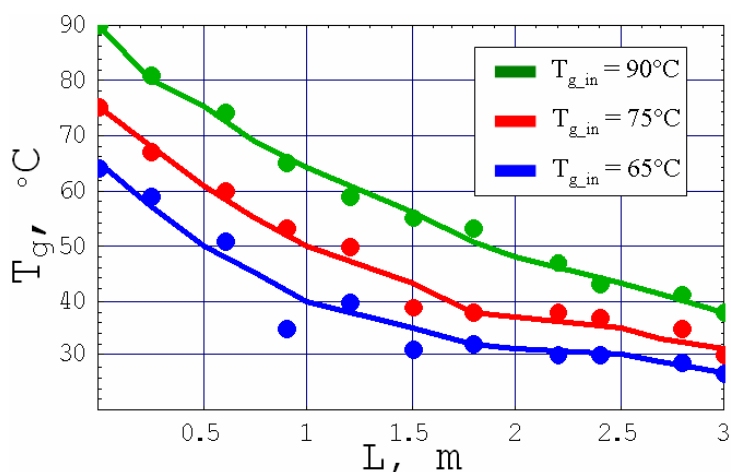
Ponieważ w niniejszej pracy rozszerzono metodę Colburna-Hougena o wzory pozwalające obliczyć współczynnik zawilżenia spalin, jego wartość obliczoną na podstawie modelu również porównano z wartościami zmierzonymi na stanowisku laboratoryjnym. Badanie polegało na zmianie temperatury spalin na wejściu do wymiennika ciepła i rejestracji temperatury wylotowej. Pomiarów wykonano dla nominalnej temperatury na wlocie wymiennika ciepła od około 70°C do 100°C. Współczynnik zawilżenia obliczano jako stosunek strumienia masy zmierzonej pary wodnej do strumienia masy spalin suchych (według wzoru (28)). Jako wynik badań zaplanowano sporządzenie wykresu zależności współczynnika zawilżenia na wlocie od temperatury wlotowej spalin oraz wpływu temperatury wylotowej spalin na wartość współczynnika zawilżenia spalin na wylocie.

Ponadto zbadano wpływ strumienia masy wody chłodzącej na strumień masy kondensatu. Badanie polegało na zmianie strumienia masy wody oraz wyznaczeniu strumienia masy kondensatu na podstawie pomiaru różnicy współczynników zawilżenia spalin na wlocie i wylocie z wymiennika ciepła. Na obliczenie strumienia masy kondensatu zdecydowano się z uwagi na to, że dokładny jego pomiar nie był możliwy ze względu na zjawisko unosu cząsteczek wody poza wylot wymiennika ciepła do kanału spalin. Strumień masy wody chłodzącej zmieniano w przedziale około 0,05-1 kg/s.

7. Wyniki obliczeń i ich analiza

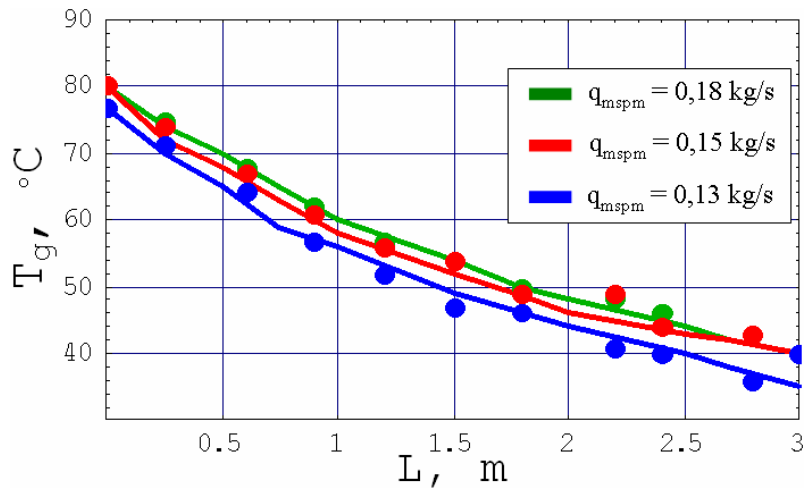
7.1. Porównanie wyników obliczeń numerycznych modelu z wynikami badań eksperymentalnych

Rozkłady temperatur spalin wzdłuż osi przepływu w wymienniku dla różnych wartości temperatur spalin na wlocie $T_{g,in}$ przedstawiono na rys. 26. Charakterystyki tych rozkładów są w przybliżeniu równoległe. Zauważono też niewielkie różnice temperatur zmierzonych (punkty) i obliczonych (linie ciągłe). Błędy pomiarowe nie przekraczały 5%.



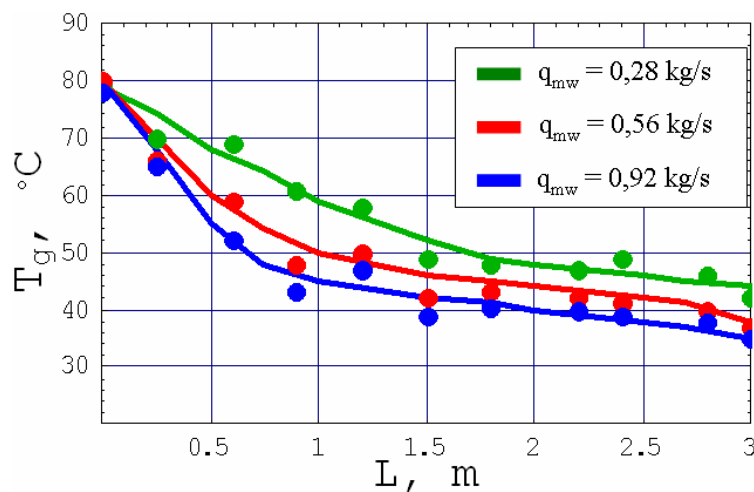
Rys. 26. Porównanie rozkładów obliczonych temperatur spalin (linie ciągłe) z wartościami zmierzonymi (punkty) wzdłuż długości wymiennika ciepła dla różnych wartości temperatury wlotowej spalin $T_{g,in}$.

Na rys. 27 przedstawiono rozkłady temperatur spalin wzdłuż wymiennika ciepła przy różnych strumieniach masy spalin na wlocie. Rozkłady te są zbliżone do siebie ze względu na mały przedział zmienności strumienia masy spalin, co powoduje niewielkie zmiany współczynnika przenikania ciepła. Zaobserwowano podobne tendencje zmian temperatur, jakie występowały przy zmianach temperatury spalin na wlocie.



Rys. 27. Porównanie rozkładów obliczonych temperatur spalin (linie ciągłe) z wartościami zmierzonymi (punkty) wzdłuż długości wymiennika ciepła dla różnych strumieni masy spalin na wlocie $q_{m\text{spm}}$.

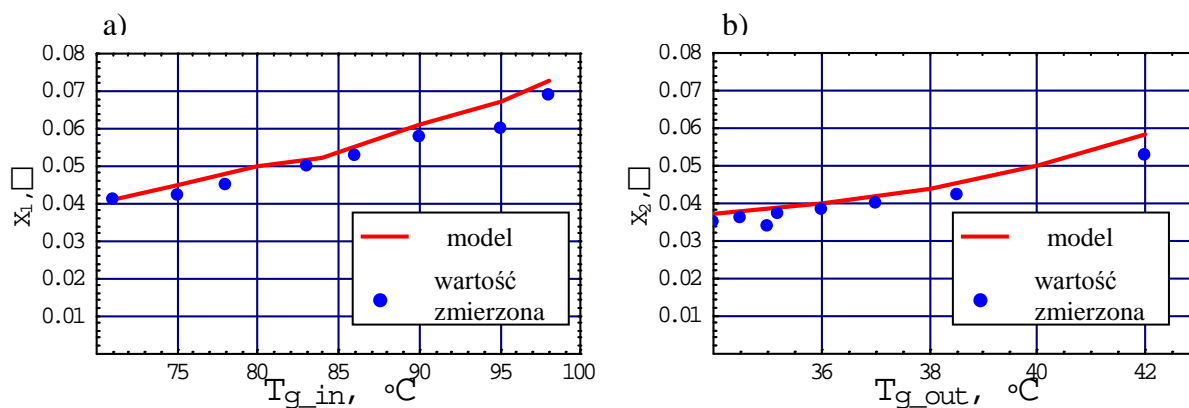
Na rys. 28 przedstawiono charakterystyki porównawcze rozkładów temperatur obliczonych i zmierzonych dla różnych strumieni masy wody chłodzącej. Strumień masy wody wpływa w znaczny sposób na temperaturę ścianki rur, stąd otrzymane charakterystyki temperatur są na drodze przepływu spalin coraz bardziej odległe.



Rys. 28. Porównanie rozkładów obliczonych temperatur spalin (linie ciągłe) z wartościami zmierzonymi (punkty) wzdłuż długości wymiennika ciepła dla różnych strumieni masy wody chłodzącej q_{mw} .

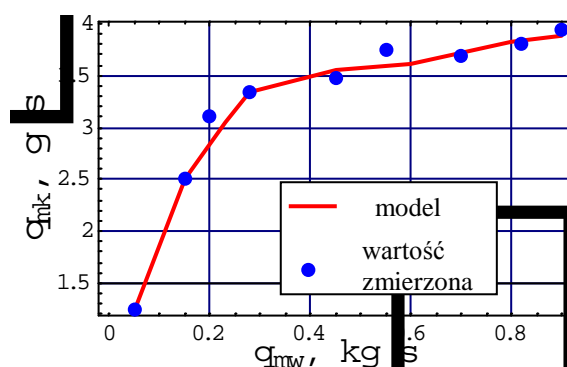
Dokonano również weryfikacji eksperymentalnej obliczonych współczynników zawilżenia spalin na wlocie i wylocie wymiennika ciepła. Na rys. 29a przedstawiono zależność współczynnika zawilżenia spalin na wlocie do wymiennika ciepła od temperatury wlotowej spalin, natomiast na rys. 29b pokazano zależność współczynnika zawilżenia spalin na wylocie wymiennika, lecz od temperatury wylotowej spalin. Podczas zmiany temperatury wlotowej spalin w zakresie od 70-100°C, zarejestrowano temperaturę wylotową spalin w przedziale od

30-42°C. Podobnie jak w przypadku rozkładu temperatur spalin, na przedstawionych wykresach zauważono dobrą zgodność pomiędzy wartościami zmierzonymi a obliczonymi.



Rys. 29. Porównanie wartości zmierzonego i obliczonego współczynnika zawilżenia spalin a – na wlocie wymiennika ciepła w funkcji temperatury wlotowej spalin, b – na wylocie wymiennika w funkcji temperatury wylotowej spalin.

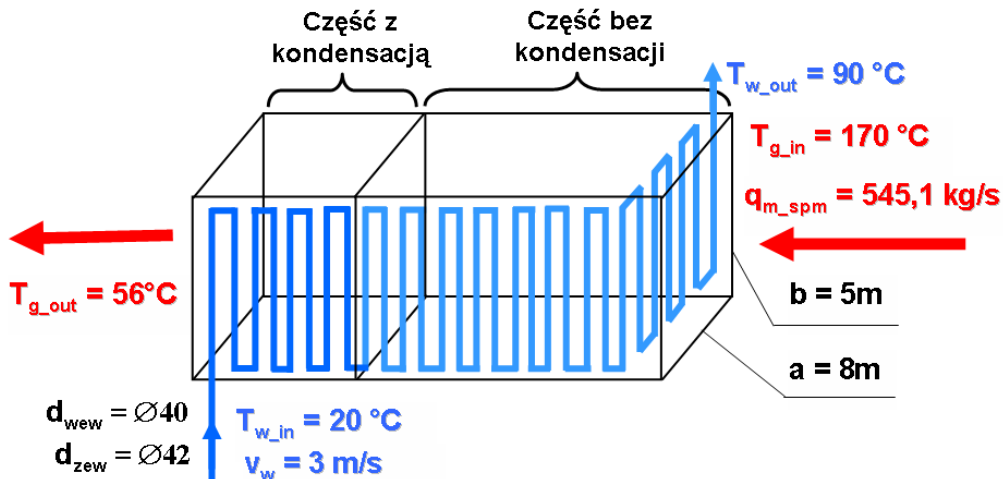
W dalszej części pomiarów zbadano wpływ strumienia masy wody chłodzącej na strumień masy wykroplonej pary wodnej. Charakterystykę zmian omawianych parametrów przedstawiono na rys. 30. Z wykresu wynika, że wraz ze wzrostem strumienia masy wody rośnie strumień masy kondensatu, ponieważ rośnie intensywność zjawiska kondensacji. Na początku zaobserwowano kondensację kropłową, która stopniowo przechodziła w kondensację błonową. Kondensacji błonowej towarzyszył intensywny wzrost strumienia masy kondensatu. Następnie, od pewnej wartości strumienia masy wody chłodzącej, strumień skroplonej pary wodnej zmieniał się coraz wolniej.



Rys. 30. Porównanie wartości obliczonego i zmierzonego współczynnika przenikania ciepła k ze spalin do wody w zależności od temperatury wlotowej spalin.

7.2. Przykład obliczeniowy

Geometrię wymiennika oraz dane liczbowe przyjęte w przykładzie obliczeniowym przedstawiono na rys. 31.



Rys. 31. Założenia liczbowe do przykładu.

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 dla węgla brunatnego:

Składnik	CO ₂	CO	SO ₂	N ₂	O ₂	H ₂ O
Udział molowy	0,1211	0	0,0025	0,5943	0,0266	0,2484

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

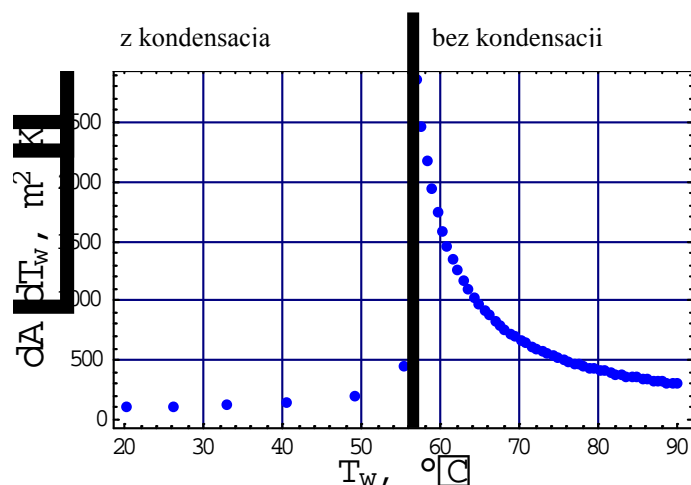
W wyniku całkowania numerycznego wyrażenia dA/dT_w otrzymano całkowite pole powierzchni wymiany ciepła $A = 35834,8\text{ m}^2$. Długości poszczególnych sekcji wymiennika ciepła (bez kondensacji i z kondensacją) są w proporcji 4,1:1, podczas gdy moce cieplne tych sekcji są porównywalne (w stosunku 1,2:1). Wynika to ze znacznej ilości strumienia ciepła utajonego pobranego ze spalin podczas kondensacji oraz znacznie większej wartości współczynnika przenikania ciepła w części kondensacyjnej wymiennika, o czym będzie mowa w następnym rozdziale. Pozostałe wyniki obliczeń przedstawiono w tab. 1.

Tab. 1. Wyniki obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła.

Wielkość	Wartość	Jednostka
Pole powierzchni sekcji wymiennika bez kondensacji	28814,8	m ²
Pole powierzchni sekcji wymiennika z kondensacją	7020,07	m ²
Pole powierzchni wymiany ciepła	35834,8	m ²
Długość sekcji wymiennika bez kondensacji	12	m
Długość sekcji wymiennika z kondensacją	2,9	m
Długość wymiennika ciepła	14,9	m
Strumień masy wody chłodzącej	644,62	kg/s
Liczba rur w jednym rzędzie	171	–
Liczba rzędów rur	318	–
Liczba wszystkich rur	54378	–
Całkowita długość rur	271890	m
Strumień masy pary na wlocie	88.84	kg/s
Strumień masy pary na wylocie	51.84	kg/s
Strumień masy kondensatu	37	kg/s
Moc cieplna sekcji wymiennika bez kondensacji	94,4	MW
Moc cieplna sekcji wymiennika z kondensacją	75,6	MW
Moc cieplna wymiennika	170	MW
Temperatura rosy spalin	65,1	°C
Temperatura wody w punkcie kondensacji	59,2	°C

7.3. Analiza wyników obliczeń

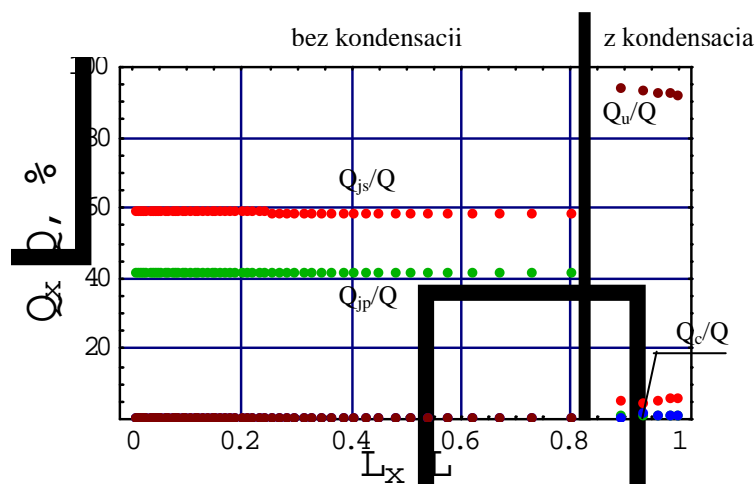
Na rys. 32 przedstawiono zależność wartości wyrażenia dA/dT_w , które oznacza pole powierzchni wymiany ciepła potrzebnej do ogrzania wody o 1 K, od temperatury wody T_w zarówno dla części bez kondensacji, jak i z kondensacją. Pola powierzchni pod krzywymi łączącymi punkty wykresu dają odpowiednio pola powierzchni rur wymiennika $A_{\text{bezKondensacji}}$ oraz $A_{\text{zKondensacja}}$. Zauważono, że wartość wyrażenia dA/dT_w jest znacznie mniejsza w każdej komórce części wymiennika z kondensacją niż bez kondensacji. Główną przyczyną tego są o wiele większe wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g przy wymianie ciepła z kondensacją, o czym będzie mowa w dalszej części rozdziału. Widać też, w sekcji wymiennika bez kondensacji, że wraz z liniowym spadkiem temperatury wody pole powierzchni rur potrzebnych do schłodzenia spalin o $\Delta T_g = 2$ K gwałtownie wzrasta. Decyduje o tym w znacznej części spadek wartości współczynnika α_g wzdłuż wymiennika głównie z powodu malejącej prędkości spalin. W części z kondensacją natomiast, w poszczególnych komórkach obliczeniowych, maleje wartość współczynnika α_g oraz wnikania masy k_m , natomiast większe spadki temperatury wody powodują większe spiętrzenia temperatury między spalinami i wodą. Stąd, bilansowo, rośnie gęstość strumienia ciepła q przy tym samym strumieniu ciepła \dot{Q} , a więc maleje pole powierzchni wymiany ciepła dA/dT_w potrzebnej do ogrzania wody o 1 K.



Rys. 32. Przyrost pola powierzchni wymiennika dA/dT_w w funkcji temperatury wody w rurkach.

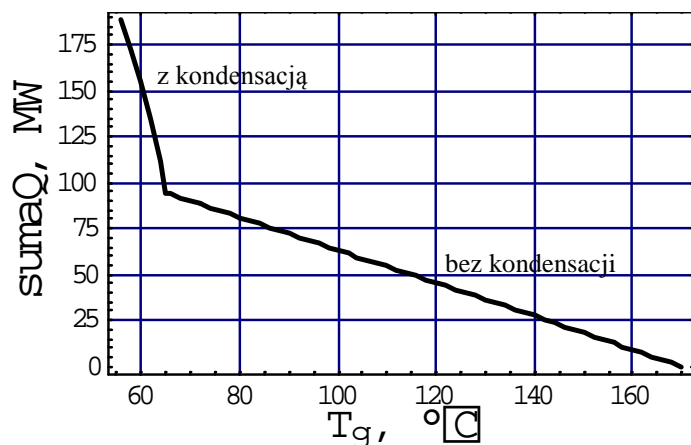
W części bez kondensacji pary udział wymianianego ciepła jawnego spalin suchych i pary są w proporcji $\dot{Q}_{js}:\dot{Q}_{jp} = 1,5$ (rys. 33). W sekcji z kondensacją udział ciepła utajonego

dominuje i wynosi 89-91%, natomiast udział ciepła jawnego spalin mokrych – 5-7%. Udział ciepła schłodzenia kondensatu jest pomijalny i wynosi ok. 0,7-2%. W części bez kondensacji całkowity strumień ciepła \dot{Q} jest prawie stały, ponieważ \dot{Q} jest funkcją tylko ciepła właściwego spalin – strumienie pary i spalin suchych oraz spadek temperatury spalin są stałe. Strumień ciepła jawnego spalin \dot{Q}_{js} ma skok w chwili zajścia kondensacji, ponieważ udziały molowe inertnych składników gazowych rosną, a udział molowy pary wodnej skokowo maleje w kolejnych przekrojach obliczeń.



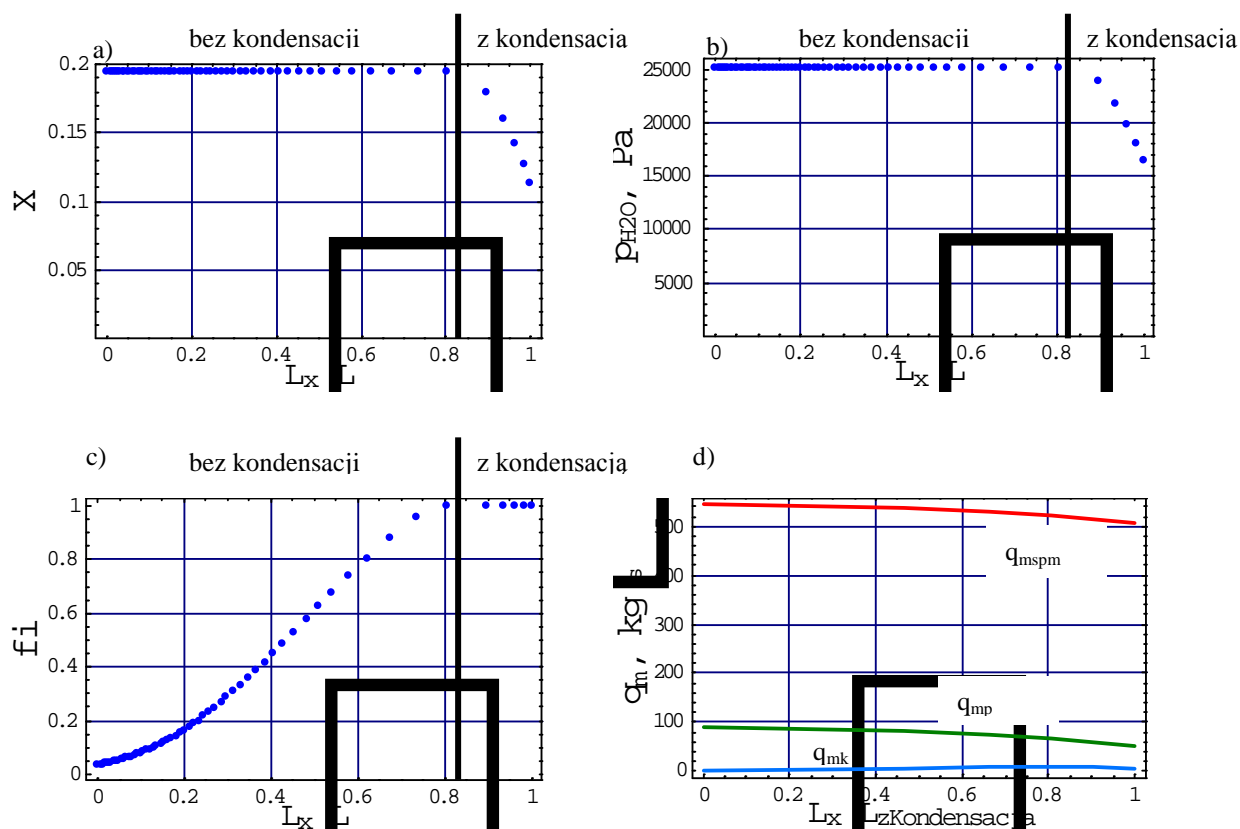
Rys. 33. Udziały poszczególnych strumieni ciepła: jawnego spalin, jawnego pary, utajonego i schłodzenia kondensatu na całej długości bezwymiarowej wymiennika ciepła.

Rys. 34 ilustruje rozkład całkowitego strumienia ciepła, pobranego od początku schładzania spalin, w zależności od ich temperatury. Ponieważ w części bez kondensacji poszczególne sekcje obliczeniowe mają coraz większą długość, strumień ciepła (jawnego) rośnie coraz wolniej. Gwałtowny przyrost następuje w punkcie kondensacji, głównie ze względu na duże ciepło parowania wody.



Rys. 34. Sumaryczny strumień ciepła pobranego przez wodę chłodzącą w funkcji temperatury spalin.

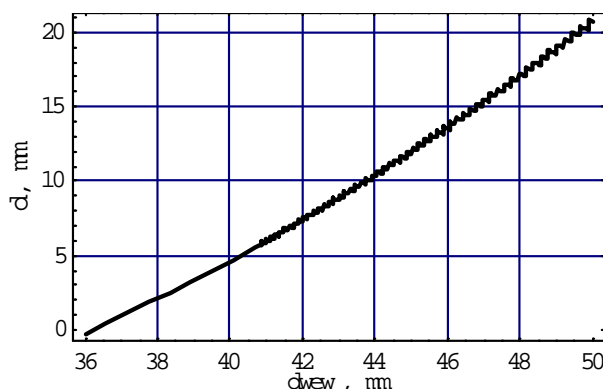
Wzrost wilgotności względnej ϕ z 3% do 100% (rys. 35c) koresponduje z ciśnieniem parcjalnym pary p_{H_2O} (rys. 35b) oraz spadkiem stopnia zawilżenia X spalin (rys. 35a) w przekrojach wlotowych do kolejnych sekcji wymiennika. Wszystkie trzy parametry niezbędne są do wyznaczenia strumienia masy pary wodnej w każdej komórce obliczeniowej wymiennika (by równania Colburna-Hougena nie trzeba było rozwiązywać metodą kolejnych przybliżeń). Z rys. 35d wynika, że strumienie masy: spalin mokrych $q_{m\text{spm}}$, pary zawartej w spalinach q_{mp} oraz kondensatu wykrapłającego się w kolejnych sekcjach wymiennika q_{mk} spełniają równanie zachowania masy.



Rys. 35. Rozkład: a – współczynnika zawilżenia spalin, b – ciśnienia parcjalnego pary, c – wilgotności względnej na bezwymiarowej długości wymiennika ciepła oraz d – strumieni masowych spalin, pary i kondensatu na bezwymiarowej długości sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.

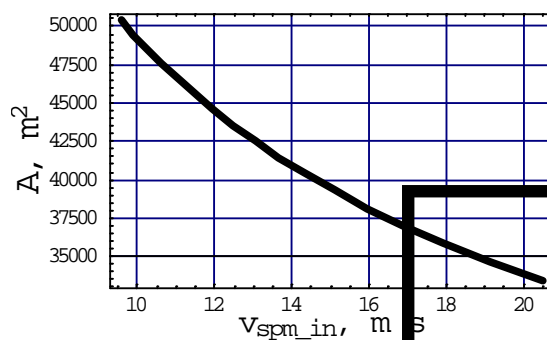
Zagadnienie projektowania wymiennika ciepła z kondensacją pary wodnej ze spalin jest nieliniowe i podlega optymalizacji – mniejszy wymiennik ciepła potrafi wymienić tyle samo ciepła, natomiast zmiana wymiarów przekroju poprzecznego urządzenia wywołuje skrócenie lub zwiększenie jego długości oraz zmianę pola powierzchni rur. Jednocześnie wzrasta (lub maleje) spadek ciśnienia spalin w wymienniku ze względu na zmniejszenie (lub zwiększenie) odstępów pomiędzy rurkami [72].

Optymalizacji również podlegają średnice rurek – w omawianym przykładzie założono $d_{wew} = \text{Ø}40$ oraz $d_{zew} = \text{Ø}42$, co daje grubość ścianki rury równą $\delta_s = 2$ mm. Przyjęcie średnicy rurki mniejszej niż $\text{Ø}36$ przy powyższych założeniach liczbowych spowoduje przerwanie pracy programu przeprowadzającego obliczenia z powodu ujemnych odstępów pomiędzy rurkami (rys. 36).



Rys. 36. Odstęp d pomiędzy rurkami wymiennika zależności od ich przyjętej średnicy wewnętrznej d_{wew} .

Na rys. 37 przedstawiono zależność pola powierzchni wymiany ciepła A od prędkości spalin mokrych na wlocie v_{spm} . Wartość tej prędkości, przy stałym składzie spalin, zależy głównie od przyjętej szerokości wymiennika a . Oba parametry w znaczny sposób decydują o wyniku końcowym – polu powierzchni A wymiany ciepła. Wzrost przekroju poprzecznego wymiennika daje większy odstęp między rurkami w jednym rzędzie, wskutek czego maleje prędkość spalin, pogarszając tym samym proces konwekcji oraz powodując spadek wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g . Z drugiej jednak strony, większy odstęp pomiędzy rurkami zmniejsza straty ciśnienia w wymienniku [72].

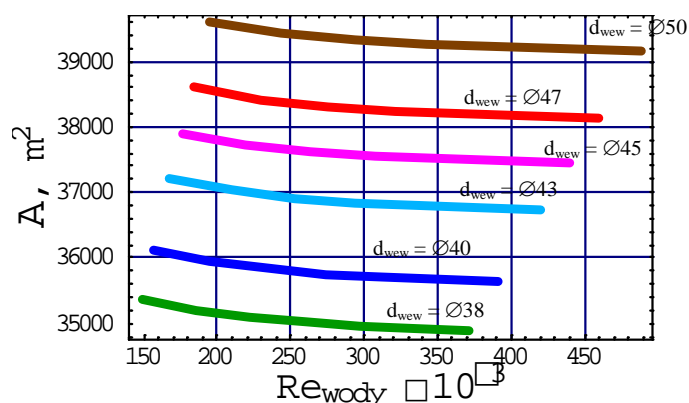


Rys. 37. Pole powierzchni wymiany ciepła A w zależności od prędkości spalin mokrych na wlocie.

O prędkości spalin na wlocie decyduje nie tylko pole przekroju poprzecznego wymiennika, ale też liczba Reynoldsa wody płynącej w rurkach. Na rys. 38 przedstawiono zależności całkowitego pola powierzchni wymiany ciepła od tej liczby przy różnych

średnicach wewnętrznych rurek. Zbyt duża prędkość wody v_w spowoduje znaczne straty hydrauliczne [52], dlatego w zagadnieniach optymalizacyjnych nie przyjęto większej prędkości wody chłodzącej niż 5 m/s. Z jednej strony, podobnie jak parametry geometryczne a i d_{wew} , prędkość wody v_w w wielkim stopniu determinuje w obliczeniach (przy stałym strumieniu ciepła ze spalin a więc i stałym strumieniu masy wody q_{mw}) liczbę rur w jednym rzędzie, a więc i odstęp między rurami. Z drugiej strony większa prędkość wody powoduje lepszy odbiór ciepła z powodu większej wartości współczynnika wnikania ciepła do wody α_w . W omawianym przykładzie, przy niezmiennych pozostałych parametrach, wzrost prędkości wody w rurach spowoduje spadek pola powierzchni wymiany ciepła. Z kolei założenie większej średnicy wewnętrznej rur d_{wew} wpłynie na zmniejszenie liczby rur n w jednym rzędzie (przy tym samym strumieniu masy wody chłodzącej q_{mw}), przez co zwiększa się odległość pomiędzy rurkami, dając takie same efekty jak w przypadku szerokości wymiennika a .

Wobec powyższego, zagadnienie modelowania wymiennika ciepła staje się Pareto-optymalne.



Rys. 38. Pole powierzchni wymiany ciepła A w zależności od liczby Reynoldsa wody płynącej w rurkach.

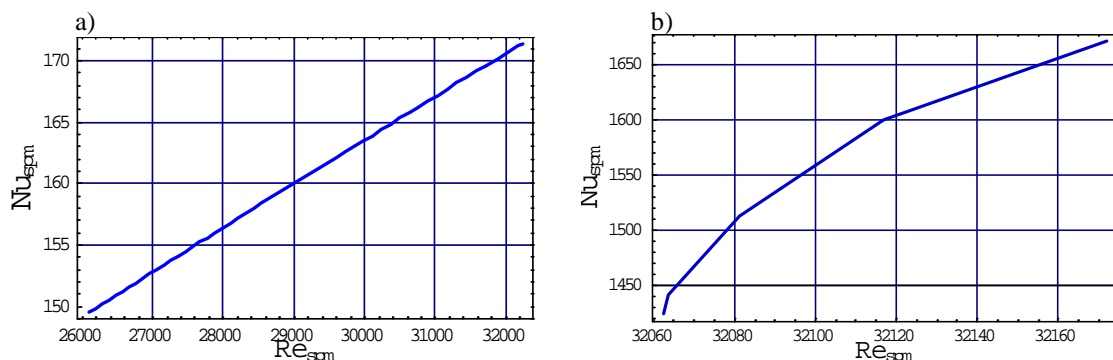
W dalszej części skupiono się na omówieniu rozkładów parametrów związanych z oporami cieplnymi na drodze przenikania ciepła ze spalin do wody (głównie współczynników przepływu ciepła i masy). Wartości tych oporów pozwalają na wyznaczenie całkowitego współczynnika przenikania ciepła k . Wyniki obliczeń bazują na założeniach liczbowych przedstawionych w poprzednim przykładzie.

Parametrem najbardziej decydującym o wyniku końcowym (polu powierzchni rur i długości wymiennika ciepła) jest współczynnik przejmowania ciepła ze strony spalin α_g . Jak już wspomniano, na wartość tego współczynnika najbardziej wpływa liczba Reynoldsa spalin mokrych [103]. Rys. 39 ilustruje zależność liczby Nusselta od liczby Reynoldsa dla spalin

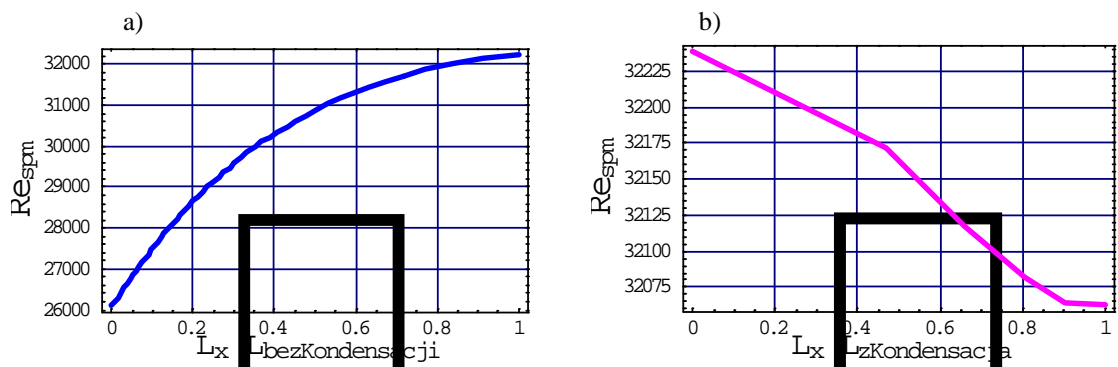
plynących przez wymiennik przedstawiony w przykładzie obliczeniowym. W przypadku schładzania spalin bez kondensacji, liczba Reynoldsa spalin Re_{spm} wzrasta (rys. 40a), pomimo iż maleje prędkość spalin (rys. 44), ponieważ kinematyczny współczynnik lepkości spalin maleje gwałtowniej (rys. 43a). Spowodowane jest to znacznym wzrostem gęstości spalin wraz ze spadkiem ich temperatury. Liczba Nusselta również rośnie (rys. 41a), pomimo iż współczynnik przejmowania ciepła ze strony spalin maleje. Znaczący wpływ na to ma gwałtowny spadek współczynnika przewodzenia ciepła spalin λ_{spm} wraz ze spadkiem ich temperatury (rys. 42a).

Zupełnie inaczej jest w przypadku wymiany ciepła z kondensacją. Spaliny mają coraz mniej wilgoci, a więc współczynniki λ_{spm} oraz ν_{spm} maleją gwałtowniej niż w procesie samego schładzania spalin. Jednak prędkość spalin ν_{spm} maleje nie tylko wraz ze spadkiem ich temperatury, ale również wraz ze zmianą ich składu masowego podczas wykraplania pary wodnej, co koresponduje ze spadkiem ich strumienia. Z obliczeń wynika, że spadek prędkości spalin jest na tyle duży (rys. 44), iż liczba Reynoldsa spalin maleje wzdłuż omawianej części wymiennika (rys. 40b). Gwałtowny spadek prędkości wpływa także znacznie na pogorszenie się procesu przejmowania ciepła spalin przez kondensat, a więc na spadek wartości współczynnika α_g i wzrost zapotrzebowania na powierzchnię wymiany ciepła (dA/dT_w). Powoduje to spadek liczby Nusselta na drodze spalin (rys. 41b).

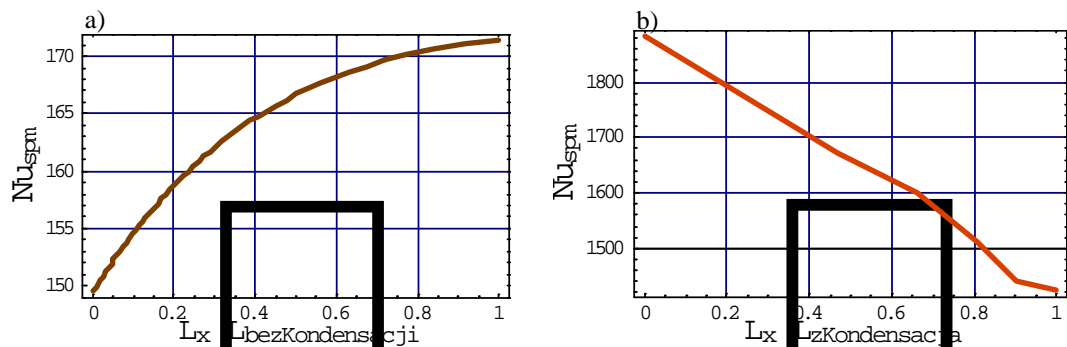
Z powyższych rozważań wyciągnięto wniosek, iż proces czystego schładzania spalin (bez kondensacji) bardziej wpływa na zmianę ich właściwości fizycznych niż prędkości, odwrotnie zaś jest w przypadku schładzania spalin z kondensacją. Wykraplanie pary wodnej hamuje nieco przepływ spalin wzdłuż wymiennika, pogarszając coraz bardziej proces wymiany ciepła.



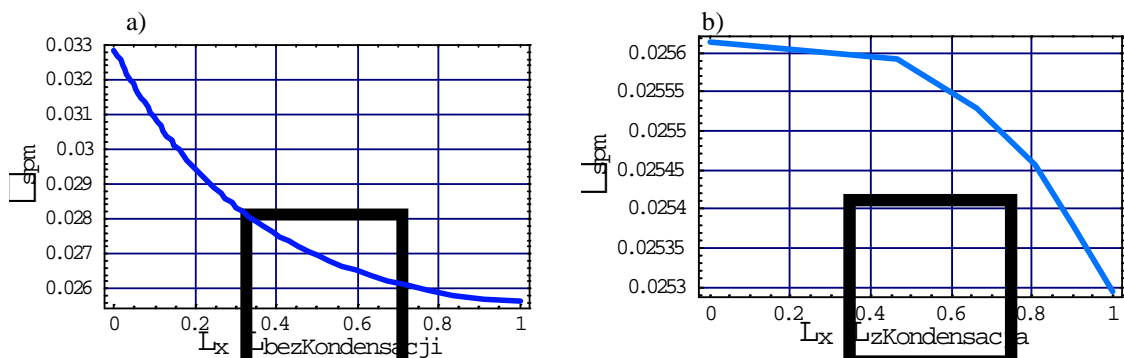
Rys. 39. Zależność liczby Nusselta od liczby Reynoldsa spalin: a – przy schładzaniu spalin bez kondensacji, b – przy wymianie ciepła z kondensacją.



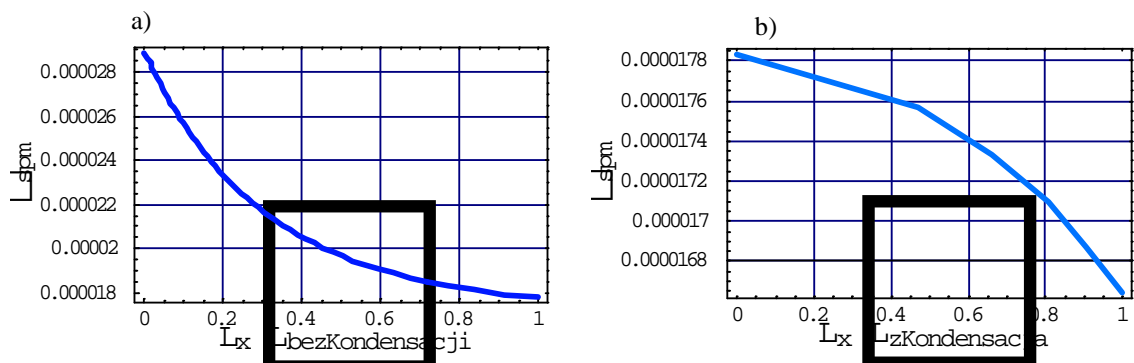
Rys. 40. Rozkład wartości liczby Reynoldsa spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.



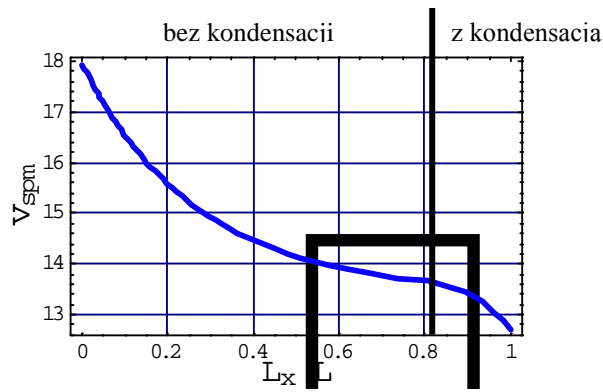
Rys. 41. Rozkład wartości liczby Nusselta spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.



Rys. 42. Rozkład wartości współczynnika przewodzenia ciepła spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.

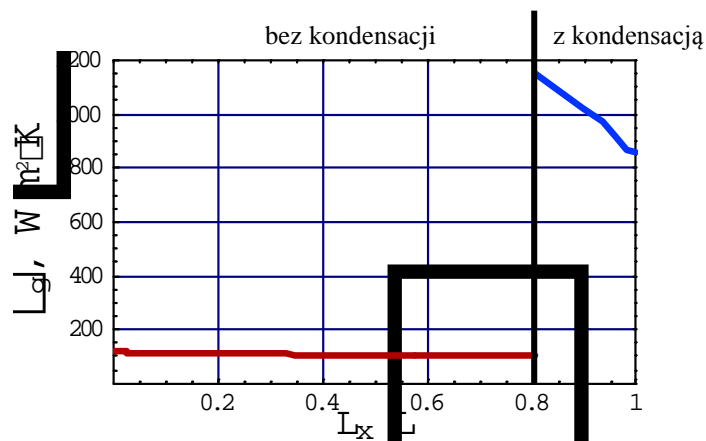


Rys. 43. Rozkład wartości kinematycznego współczynnika lepkości spalin na całej długości bezwymiarowej sekcji wymiennika: a – bez kondensacji, b – z kondensacją.



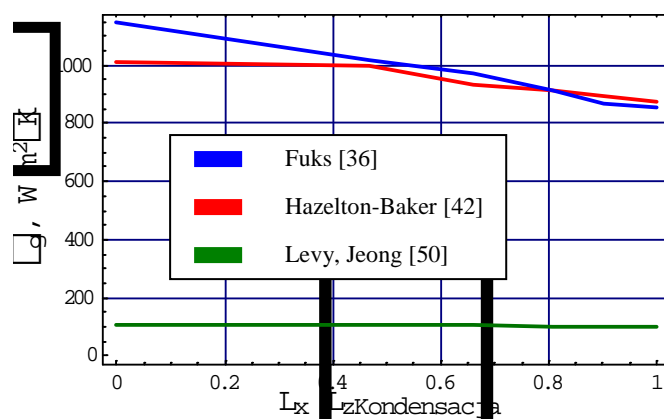
Rys. 44. Rozkład prędkości spalin na całej długości bezwymiarowej wymiennika ciepła.

Rys. 45 ilustruje rozkład wartości współczynnika α_g na bezwymiarowej długości wymiennika. Wartość ta skokowo wzrasta w momencie skraplania spalin z powodu pojawienia się drgań falowych lub turbulentnych kondensatu, w przeciwieństwie do wymiany ciepła przy opływie gładkiej stabilnej rury.



Rys. 45. Rozkład wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g na całej długości bezwymiarowej wymiennika ciepła.

Wyniki porównawcze obliczeń współczynnika α_g na trzy sposoby przedstawione w rozdziale 4.3 przedstawiono na rys. 46. Obliczanie α_g sposobem pierwszym (tj. dla gładkiej rury nie pokrytej filmem kondensatu) daje o wiele mniejsze wartości niż w pozostałych przypadkach, gdyż wzór (21) nie uwzględnia zjawiska drgań błony kondensatu ani tarcia pomiędzy spalinami a powierzchnią kondensatu. Dokładniejsze wyniki przynosi metoda trzecia [36] (rozdz. 4.3). Jak się również okazuje, zastosowanie dla spalin wzoru zaproponowanego przez Hazeltona i Bakera [42] (prawdziwego dla wykraplania pary w obecności niektórych związków organicznych) daje podobne wartości jak w przypadku trzecim [36].

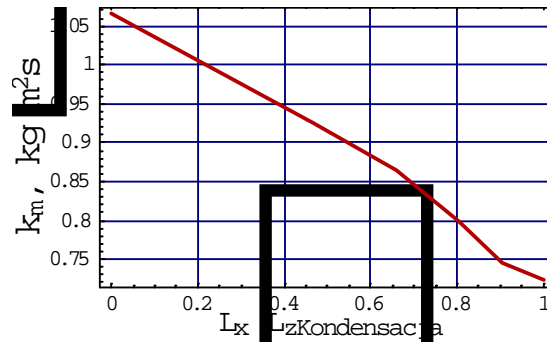


Rys. 46. Porównanie wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin α_g , liczonej trzema sposobami opisanymi w rozdz. 4.3, w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.

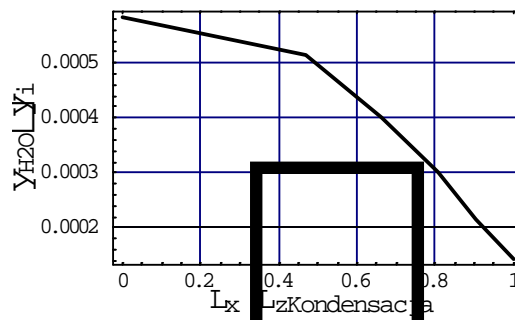
W procesie kondensacji pary wodnej zawartej w spalinach, w pobliżu błonki kondensatu powstaje warstwa przyścienna (warstwa dyfuzyjna), w której udział spalin suchych jest większy niż w rdzeniu strumienia kondensatu. Warstwa ta stwarza dodatkowy opór cieplny. Na skutek różnicy stężeń molowych pary w rdzeniu strumienia y_{H_2O} oraz w warstwie dyfuzyjnej y_i (rys. 48) zachodzi proces dyfuzji cząsteczek pary wodnej w kierunku ścianki rury. O efektywności procesu decyduje współczynnik wymiany masy k_m , którego rozkład wzdłuż sekcji wymiennika z kondensacją przedstawiono na rys. 47. Wartość tego współczynnika, zgodnie ze wzorem (13), zależy od wielu czynników: współczynnika przejmowania ciepła ze spalin α_g , liczby Lewisa, właściwości fizycznych spalin itd. Coraz mniejsza prędkość spalin w sekcji wymiennika z kondensacją powoduje nie tylko spadek wartości współczynnika α_g , ale też pogarsza proces wnikania masy (cząsteczkom pary coraz trudniej przeniknąć przez warstwę dyfuzyjną). Stąd wartość współczynnika k_m spada na drodze przepływu spalin.

Z drugiej strony, zgodnie z wykresem Molliera, współczynnik zawilżenia spalin X maleje coraz wolniej na drodze schładzania spalin z kondensacją. Wynika stąd, że wzdłuż wymiennika wykrapla się coraz mniej kondensatu. Przez to warstwa dyfuzyjna w pobliżu błonki kondensatu jest coraz cieńsza, a więc różnica udziałów molowych pary wodnej $y_{H_2O} - y_i$ również jest coraz mniejsza (rys. 48).

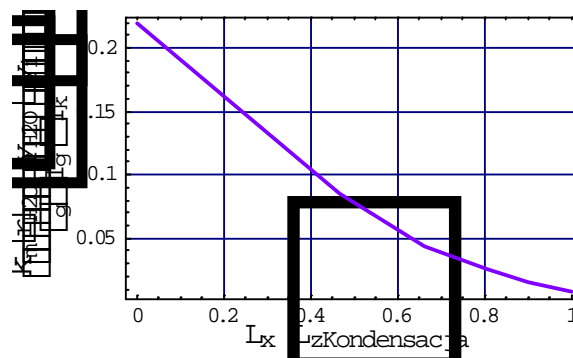
Zarówno z powodu zmniejszającego się współczynnika k_m , jak i ze względu na spadek strumienia wykraplanego kondensatu na drodze wymiennika, maleje gęstość strumienia ciepła powstałego na skutek dyfuzji w stosunku do gęstości strumienia ciepła wskutek ochładzania spalin (rys 48). Koresponduje to ze zmniejszającym się udziałem ciepła utajonego w stosunku do całkowitego ciepła pobieranego przez wodę chłodzącą (rys. 33).



Rys. 47. Rozkład wartości współczynnika wymiany masy k_m w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.



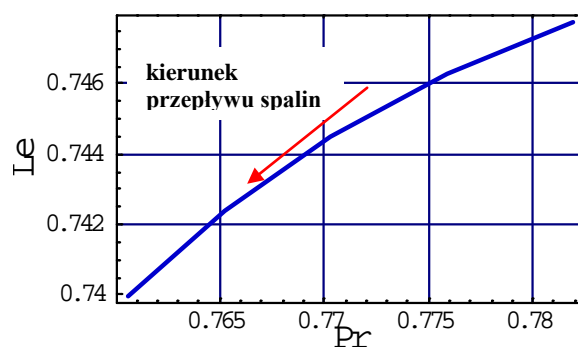
Rys. 48. Różnica udziałów molowych pary wodnej w rdzeniu strumienia spalin y_{H_2O} oraz w pobliżu błonki kondensatu y_i w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.



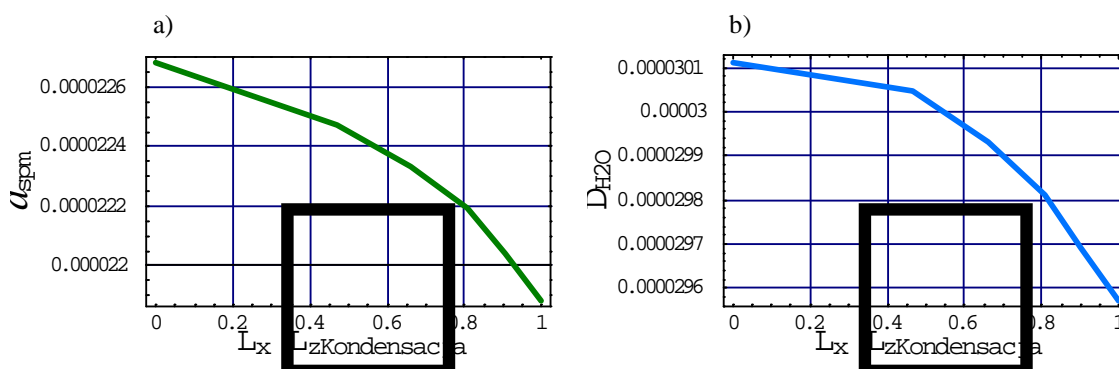
Rys. 49. Stosunek gęstości strumienia ciepła powstałego na skutek dyfuzji cząsteczek pary wodnej do gęstości strumienia ciepła jawnego spalin w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.

Na rys. 50 przedstawiono zależność liczby Lewisa od liczby Prandtla spalin. Na drodze spalin maleje współczynnik przewodzenia ciepła spalin λ_{spm} , zatem maleje także ich współczynnik wyrównywania temperatur a_{spm} (rys. 51a). Z drugiej strony jednak, współczynnik dyfuzji molekularnej D_{H_2O} również maleje w kierunku przepływu spalin (rys. 51b), ponieważ maleje prędkość spalin. Jednak oba współczynniki dyfuzji maleją mniej więcej z jednakową prędkością, stąd otrzymano niewielki przedział zmienności liczby Lewisa.

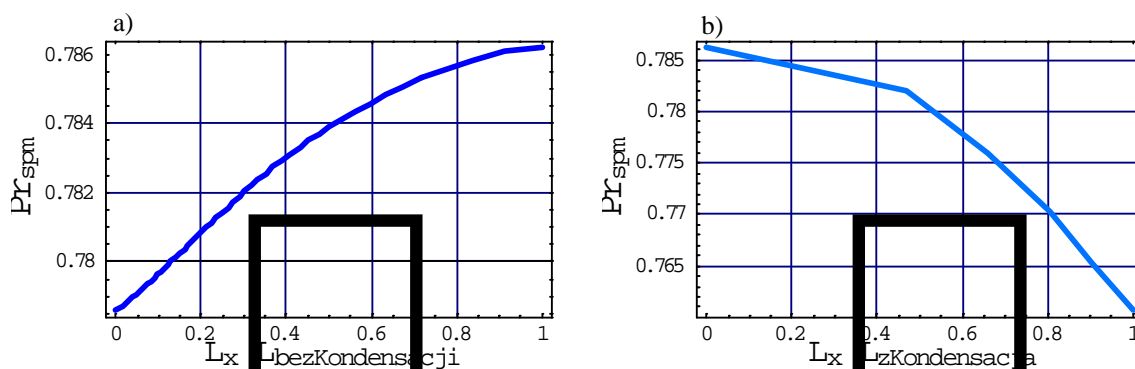
Parametrem bardziej wrażliwym na schładzanie spalin jest liczba Prandtla, definiowana jako stosunek lepkości płynu do jego przewodnictwa cieplnego. Jak wynika z rys. 52a i b, podczas schładzania spalin bez kondensacji, liczba Prandtla spalin rośnie, gdyż zarówno wzrasta gęstość spalin, jak i maleje współczynnik przewodzenia ciepła λ_{spm} . Inaczej jest w przypadku sekcji wymiennika z wykraplananiem pary w spalinach. Wówczas zmniejsza się nie tylko dynamiczny współczynnik lepkości spalin mokrych, ale też ich ciepło właściwe $c_{p,spm}$. (Warto dodać, że ciepło właściwe spalin zależy w większym stopniu od ich składu masowego niż temperatury.) Zatem liczba Prandtla na drodze przepływu spalin zaczyna maleć.



Rys. 50. Zależność liczby Lewisa od liczby Prandtla spalin w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.



Rys. 51. Rozkład: a – współczynnika dyfuzji termicznej spalin, b – współczynnika dyfuzji molekularnej spalin w sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.

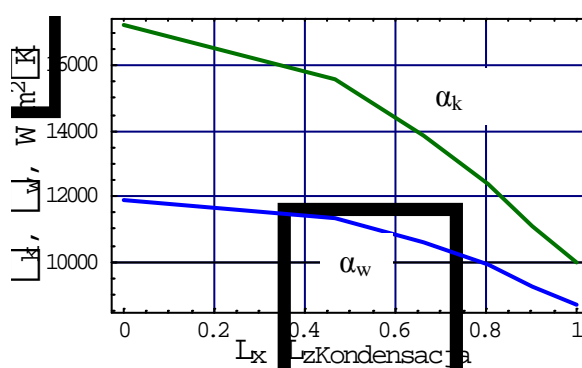


Rys. 52. Rozkład liczby Prandtla spalin w sekcji wymiennika ciepła a – bez kondensacji, b – z kondensacją.

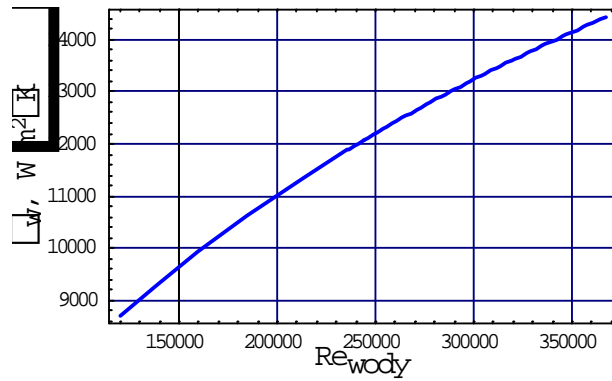
Opór cieplny, na drodze przepływu ciepła ze spalin do wody, spowodowany jest również przez film spływającego kondensatu. W dokładnych obliczeniach należy uwzględnić zarówno grubość błonki cieczy jak i granicę styku kondensatu ze ścianką. Ze względu na wartość współczynnika przejmowania ciepła od strony kondensatu α_k , znacznie większą niż współczynnika wnikania ciepła do wody α_w (rys. 53), opór cieplny przy ściance po stronie kondensatu pominięto. Przyczyną takiej rozbieżności pomiędzy współczynnikami α_k i α_w jest większa temperatura kondensatu niż wody, co powoduje mniejszą lepkość, a więc i większą liczbę Reynoldsa kondensatu. Natomiast, jak pokazano na rys. 55b, opór cieplny z powodu błonki kondensatu znacznie wpływa na wartość całkowitego współczynnika przenikania ciepła k , zatem nie należy go pomijać. Przyczyną tak dużego oporu jest niska wartość współczynnika przewodzenia ciepła przez kondensat λ_k (przyjętego w obliczeniach jako stały, równy $0,6 \text{ W/m}\cdot\text{K}$). Średnia grubość błonki kondensatu w obliczeniach wyniosła $0,9\text{-}1,5 \text{ mm}$.

Współczynnik przewodzenia ciepła przez ściankę rury przyjęto jako stały, dla miedzi równy $\lambda_s = 390 \text{ W/m}\cdot\text{K}$. Zatem opór cieplny ze strony ścianki, obliczany tak jak dla ściany płaskiej, jest równy $\frac{\delta_s}{\lambda_s} = 5,13 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}}{\text{W}}$.

Wartość współczynnika wnikania ciepła do wody α_w w przykładzie obliczeń mieści się w przedziale $900\text{-}1500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$. Na rys. 54 przedstawiono zależność tego współczynnika od liczby Reynoldsa wody przepływającej w rurkach. Ponieważ założono stałą prędkość wody v_w , liczba Reynoldsa Re_{wody} zależy jedynie od kinematycznego współczynnika lepkości wody ν_w , który maleje wraz ze wzrostem temperatury wody. Zatem liczba Re_{wody} wzrasta w kierunku przepływu wody. Wraz ze wzrostem temperatury wody rośnie także prędkość cząsteczek wody, dzięki czemu polepsza się proces konwekcji i tym samym przekazywania ciepła wodzie przez ściankę. Stąd, w kierunku przepływu wody rośnie wartość współczynnika α_w .



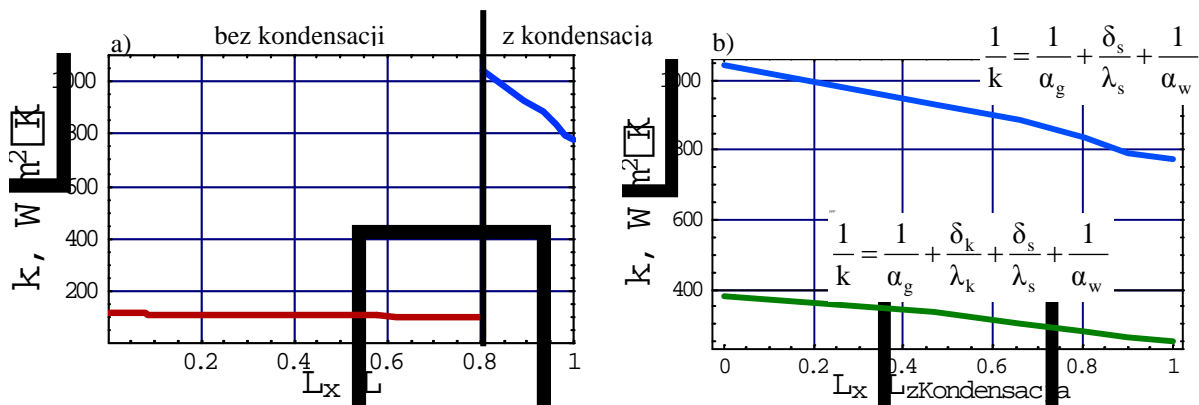
Rys. 53. Porównanie wartości współczynnika przejmowania ciepła od strony kondensatu α_k oraz wnikania ciepła do wody α_w na bezwymiarowej długości sekcji wymiennika ciepła z kondensacją.



Rys. 54. Współczynnik wnikania ciepła do wody α_w w zależności od liczby Reynoldsa wody płynącej w rurkach.

Całkowity opór cieplny jest sumą oporów cieplnych spowodowanych: przejmowaniem ciepła od spalin przez kondensat, przewodzeniem ciepła przez film spływającego kondensatu i przez ściankę rury oraz wnikaniem ciepła do wody.

Rozkład całkowitego współczynnika przenikania ciepła k pokazano na rys. 55a. O wartości tego współczynnika decyduje głównie wartość α_g ze względu na największy opór cieplny wskutek przejmowania ciepła po stronie gazów. Stąd wykres wartości współczynnika k ma podobny kształt jak rozkład współczynnika α_g . Wartość współczynnika k , podobnie jak α_g , również ma skok w górę w punkcie kondensacji.



Rys. 55. a – rozkład współczynnika przenikania ciepła k od spalin do wody na całej bezwymiarowej długości wymiennika ciepła; b – porównanie wartości współczynnika k obliczanego z pominięciem i bez pominięcia oporu cieplnego ze strony błonki kondensatu.

8. Podsumowanie i wnioski

Opracowano modyfikację modelu matematycznego Colburna-Hougena kondensacyjnego wymiennika ciepła, służącego do odzysku ciepła odpadowego spalin wylotowych. Głównym elementem modyfikacji było wprowadzenie wzorów pozwalających obliczyć współczynnik zawilżenia spalin na podstawie wykresu Molliera. Umożliwiło to obliczenie udziału molowego pary wodnej w rdzeniu strumienia spalin w każdej komórce obliczeniowej wymiennika, co pozwoliło na wyeliminowanie w obliczeniach metody kolejnych przybliżeń. W stosunku do klasycznej metody Colburna-Hougena, dodatkową zaletą jest możliwość obliczenia strumienia masy pary wodnej, który wcześniej był zakładany.

Rozszerzono teorię Chapmana-Enskoga, stosowaną do obliczania współczynnika dyfuzji spalin, mającą ograniczenie jedynie do dwuskładnikowych mieszanin, także na mieszaniny wieloskładnikowe. Umożliwiło to opracowanie sposobu obliczania liczby Lewisa spalin w danej temperaturze, a nie przyjmowania wartości stałej, jak dotychczas w literaturze, lecz zakładając jej proporcjonalność do udziałów molowych składników gazowych.

Na podstawie powyższych modyfikacji modelu opracowano algorytm obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła typu spaliny-woda.

Stosując opracowany algorytm, przeprowadzono obliczenia numeryczne przykładowego wymiennika ciepła z kondensacją pary wodnej w spalinach, pochodzących z węgla brunatnego. W wyniku obliczeń otrzymano charakterystyki, opisujące zależności pomiędzy niektórymi parametrami cieplno-przepływowymi, porównujące proces schładzania spalin bez kondensacji i z kondensacją.

Przeprowadzono również badania eksperymentalne kondensacyjnego wymiennika ciepła na stanowisku Zakładu Mechaniki i Systemów Energetycznych Politechniki Wrocławskiej. Wyniki pomiarów porównano z wynikami obliczeń numerycznych zmodyfikowaną metodą Colburna-Hougena.

Analiza przeprowadzonych badań pozwala na sformułowanie następujących wniosków:

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. Wyniki przykładu obliczeniowego wskazują na 50-55%-towy udział strumienia ciepła odzyskanego w procesie kondensacji spalin, co daje możliwość odzyskania dodatkowego strumienia ciepła o mocy około $150 \text{ MW}_{\text{th}}$ z bloku o mocy $2000 \text{ MW}_{\text{th}}$.
4. Podczas schładzania spalin największy opór cieplny występuje na granicy spaliny-powierzchnia kondensatu lub spaliny-rura. Wartość współczynnika przejmowania ciepła od strony spalin podczas wymiany ciepła z kondensacją jest około 5-8 razy większa niż przypadku wymiany ciepła bez kondensacji.
5. Na podstawie przeprowadzonych badań teoretycznych i eksperymentalnych stwierdzono dobrą zgodność pomiędzy wartościami zmierzonymi a obliczonymi numerycznie, np. rozkładem temperatur lub współczynnikiem zawilżenia spalin.

Dodatki

Dodatek 1

Właściwości fizyczne płynów

Ciepła właściwe poszczególnych składników spalin [38]:

- dwutlenku węgla: $c_{pCO_2}(T) = 804 + 1,570414T - 3,588586 \cdot 10^{-3}T^2 + 3,923232 \cdot 10^{-6}T^3$;
- tlenku węgla: $c_{pCO}(T) = 1041 - 0,1626869T + 1,47798 \cdot 10^{-3}T^2 - 1,680808 \cdot 10^{-6}T^3$;
- dwutlenku siarki: $c_{pSO_2}(T) = 584 + 0,9173737T - 1,629293 \cdot 10^{-3}T^2 + 1,494949 \cdot 10^{-6}T^3$;
- azotu: $c_{pN_2}(T) = 1040 - 0,1050303T + 9,369697 \cdot 10^{-4}T^2 - 9,212121 \cdot 10^{-7}T^3$;
- tlenu: $c_{pO_2}(T) = 907 + 0,2893535T - 1,113131 \cdot 10^{-4}T^2 + 3,474747 \cdot 10^{-7}T^3$;
- pary wodnej: $c_{pH_2O}(T) = 1862 + 0,2858485T + 6,148483 \cdot 10^{-4}T^2 - 2,060606 \cdot 10^{-7}T^3$.

Współczynniki przewodzenia ciepła poszczególnych składników spalin [38]:

- dwutlenku węgla: $\lambda_{CO_2}(T) = 1,41 \cdot 10^{-2} + 7,6444 \cdot 10^{-5}T + 3,7778 \cdot 10^{-8}T^2 - 8,8889 \cdot 10^{-11}T^3$;
- tlenku węgla: $\lambda_{CO}(T) = 2,35 \cdot 10^{-2} + 6,6293 \cdot 10^{-5}T + 5,9596 \cdot 10^{-9}T^2 - 2,828283 \cdot 10^{-11}T^3$;
- dwutlenku siarki: $\lambda_{SO_2}(T) = 8,45 \cdot 10^{-3} + 5,8598 \cdot 10^{-5}T - 3,6202 \cdot 10^{-8}T^2 + 4,52525 \cdot 10^{-11}T^3$;
- azotu: $\lambda_{N_2}(T) = 2,42 \cdot 10^{-2} + 7,471717 \cdot 10^{-5}T - 7,161616 \cdot 10^{-8}T^2 + 6,868687 \cdot 10^{-11}T^3$;
- tlenu: $\lambda_{O_2}(T) = 2,38 \cdot 10^{-2} + 9,441414 \cdot 10^{-5}T - 1,352525 \cdot 10^{-7}T^2 + 1,89899 \cdot 10^{-10}T^3$;
- pary wodnej: $\lambda_{H_2O}(T) = 1,7 \cdot 10^{-2} + 5,69838 \cdot 10^{-5}T + 1,297172 \cdot 10^{-7}T^2 - 9,131313 \cdot 10^{-11}T^3$.

Dynamiczne współczynniki lepkości poszczególnych składników spalin [38]:

- dwutlenku węgla:
 $\mu_{CO_2}(T) = 1,374 \cdot 10^{-5} + 4,703333 \cdot 10^{-8}T - 2,566667 \cdot 10^{-11}T^2 + 1,333333 \cdot 10^{-14}T^3$;
- tlenku węgla:
 $\mu_{CO}(T) = 1,664 \cdot 10^{-5} + 4,727677 \cdot 10^{-8}T - 2,765657 \cdot 10^{-11}T^2 + 1,373737 \cdot 10^{-14}T^3$;
- dwutlenku siarki:

$$\mu_{\text{SO}_2}(T) = 1,16 \cdot 10^{-5} + 4,835253 \cdot 10^{-8}T - 1,174748 \cdot 10^{-11}T^2 - 1,656566 \cdot 10^{-14}T^3 ;$$

- azotu: $\mu_{\text{N}_2}(T) = 1,672 \cdot 10^{-5} + 4,380505 \cdot 10^{-8}T - 2,049495 \cdot 10^{-11}T^2 + 6,868687 \cdot 10^{-15}T^3 ;$

- tlenu: $\mu_{\text{O}_2}(T) = 1,88 \cdot 10^{-5} + 6,026061 \cdot 10^{-8}T - 6,127273 \cdot 10^{-11}T^2 + 5,575758 \cdot 10^{-14}T^3 ;$

- pary wodnej:

$$\mu_{\text{H}_2\text{O}}(T) = 9,16 \cdot 10^{-6} + 2,781303 \cdot 10^{-8}T + 4,62697 \cdot 10^{-11}T^2 - 5,054545 \cdot 10^{-14}T^3 .$$

Temperatura rosy spalin [38]:

$$T_{\text{rosy}}(p_p) = -24,576 \cdot \ln(p_p) + 6,2152 \cdot \ln^2(p_p) - 0,47549 \cdot \ln^3(p_p) + 0,016186 \cdot \ln^4(p_p) + 0,01$$

Ciepło parowania wody [38]:

$$r_{\text{H}_2\text{O}}(T) = 2500781 - 2389,204T + 1,275304T^2 - 1,686910 \cdot 10^{-5}T^3$$

Ciepło właściwe wody [38]:

$$c_{p,w}(T) = 4174,785 + 1785,308 \cdot 10^{-5}T - 5097,403 \cdot 10^{-7}T^2 + 4216,721 \cdot 10^{-8}T^3$$

Współczynnik wnikania ciepła do wody [59, 78]:

$$\alpha_w(T) = \frac{V_w^{0,8}}{d_{wew}^{0,2}} (1426 + 24,11T - 0,055T^2)$$

Tab. 2 Gęstości i masy molowe poszczególnych składników spalin.

Gas	Gęstość, kg/m ³	Masa molowa, g/mol
CO ₂	1,97	0,044
CO	1,145	0,028
SO ₂	2,92	0,06406
N ₂	1,25	0,02801
O ₂	1,43	0,032
H ₂ O	0,8	0,01802

Dodatek 2

Algorytm obliczeń kondensacyjnego wymiennika ciepła zmodyfikowaną metodą Colburna-Hougena

<p>Wprowadź:</p> <p>skład molowy spalin : $y_{CO_2}, y_{CO}, y_{SO_2}, y_{N_2}, y_{O_2}, y_{H_2O}$,</p> <p>masy molowe gazów : $M_{CO_2}, M_{CO}, M_{SO_2}, M_{N_2}, M_{O_2}, M_{H_2O}$,</p> <p>gestosci gazów : $\rho_{CO_2}, \rho_{CO}, \rho_{SO_2}, \rho_{N_2}, \rho_{O_2}, \rho_{H_2O}$,</p>	$\mu_{O_2}(T) = 1,88 \cdot 10^{-5} + 6,026 \cdot 10^{-8}T - 6,127 \cdot 10^{-11}T^2 + 5,576 \cdot 10^{-14}T^3$ $\mu_{H_2O}(T) = 9,16 \cdot 10^{-6} + 2,78 \cdot 10^{-8}T + 4,63 \cdot 10^{-11}T^2 - 5,055 \cdot 10^{-14}T^3$
<p>Wprowadź: $T_{g_in}, T_{g_out}, T_{w_in}, T_{w_out}, v_w, q_{mspm_in}, d_{wew}$,</p> <p>$\delta_s, a, b, \lambda_s, \rho_w, \mu_w, \lambda_w, p, \Delta T_g, g, m$</p>	$\mu_{spm} = u_{mCO_2} \cdot \mu_{CO_2} + u_{mCO} \cdot \mu_{CO} + u_{mSO_2} \cdot \mu_{SO_2} + u_{mN_2} \cdot \mu_{N_2} + u_{mO_2} \cdot \mu_{O_2} + u_{mH_2O} \cdot \mu_{H_2O}$
<p>$M_{spm} = y_{CO_2} \cdot M_{CO_2} + y_{CO} \cdot M_{CO} + y_{SO_2} \cdot M_{SO_2} + y_{N_2} \cdot M_{N_2} + y_{O_2} \cdot M_{O_2} + y_{H_2O} \cdot M_{H_2O}$</p>	$\rho_{spm}(T) = (y_{CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + y_{CO} \cdot \rho_{CO} + y_{SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + y_{N_2} \cdot \rho_{N_2} + y_{O_2} \cdot \rho_{O_2} + y_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}) \cdot 273,15 / (T + 273,15)$
<p>Oblicz udziały masowe:</p> <p>$u_{mi} = (y_i \cdot M_i) / M_{spm}, \quad i \in \{CO_2, CO, SO_2, N_2, O_2, H_2O\}$</p>	$v_{spm}(T) = \mu_{spm}(T) / \rho_{spm}(T)$ $Pr_{spm}(T) = c_{p_spm}(T) \cdot \mu_{spm}(T) / \lambda_{spm}(T)$
<p>Wprowadź wzory aproksymacyjne obliczające:</p>	$r_{H_2O}(T) = 1000 \cdot (2500,781 - 2,389 \cdot T + 0,001 \cdot T^2 - 0,0000168 \cdot T^3)$
<p>$c_{pCO_2}(T) = 804 + 1,570T - 3,588 \cdot 10^{-3}T^2 + 3,923 \cdot 10^{-6}T^3$</p>	$P_p = y_{H_2O} \cdot P$
<p>$c_{pCO}(T) = 1041 - 0,163T + 1,478 \cdot 10^{-3}T^2 - 1,681 \cdot 10^{-6}T^3$</p>	$T_{rosy} = -24,576 \cdot \ln(p_p) + 6,2152 \cdot \ln^2(p_p) - 0,47549 \cdot \ln^3(p_p) + 0,016186 \cdot \ln^4(p_p) + 0,01$
<p>$c_{pSO_2}(T) = 584 + 0,9173T - 1,629 \cdot 10^{-3}T^2 + 1,494 \cdot 10^{-6}T^3$</p>	$p_s(T) = 611 \cdot \exp(7,257 \cdot 10^{-2} \cdot T - 2,937 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 + 9,81 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 - 1,901 \cdot 10^{-9} \cdot T^4)$
<p>$c_{pN_2}(T) = 1040 - 0,105T + 9,369 \cdot 10^{-4}T^2 - 9,212 \cdot 10^{-7}T^3$</p>	$c_{p_w}(T) = 1000 \cdot (4,174785 + 1,785308 \cdot 10^{-5} \cdot T - 5,097403 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 + 4,216721 \cdot 10^{-8} \cdot T^3)$
<p>$c_{pO_2}(T) = 907 + 0,289T - 1,113 \cdot 10^{-4}T^2 + 3,475 \cdot 10^{-7}T^3$</p>	$\alpha_w(T) = \frac{v_w^{0,8}}{d_{wew}^{0,2}} \cdot (1426 + 24,11 \cdot T - 0,055 \cdot T^2)$
<p>$c_{pH_2O}(T) = 1862 + 0,285T + 6,148 \cdot 10^{-4}T^2 - 2,06 \cdot 10^{-7}T^3$</p>	<p style="text-align: center;">Obliczenia wstępne</p>
<p>$c_{p_spm} = u_{mCO_2} \cdot c_{pCO_2} + u_{mCO} \cdot c_{pCO} + u_{mSO_2} \cdot c_{pSO_2} + u_{mN_2} \cdot c_{pN_2} + u_{mO_2} \cdot c_{pO_2} + u_{mH_2O} \cdot c_{pH_2O}$</p>	$q_{mp_in} = u_{mH_2O} \cdot q_{mspm_in}$
<p>$\lambda_{CO_2}(T) = 1,41 \cdot 10^{-2} + 7,644410^{-5}T + 3,777 \cdot 10^{-8}T^2 - 8,889 \cdot 10^{-11}T^3$</p>	$q_{mg} = q_{mspm_in} - q_{mp_in}$
<p>$\lambda_{CO}(T) = 2,35 \cdot 10^{-2} + 6,629 \cdot 10^{-5}T + 5,959 \cdot 10^{-9}T^2 - 2,828 \cdot 10^{-11}T^3$</p>	<p>Wyznacz skład spalin suchych:</p>
<p>$\lambda_{SO_2}(T) = 8,45 \cdot 10^{-3} + 5,859 \cdot 10^{-5}T - 3,62 \cdot 10^{-8}T^2 + 4,525 \cdot 10^{-11}T^3$</p>	$u_{si} = u_{mi} \cdot q_{mspm_in} / q_{mg} \quad \text{dla każdego } i \in \{CO_2, CO, SO_2, N_2, O_2\}$
<p>$\lambda_{N_2}(T) = 2,42 \cdot 10^{-2} + 7,471 \cdot 10^{-5}T - 7,161 \cdot 10^{-8}T^2 + 6,868 \cdot 10^{-11}T^3$</p>	$y_{si} = u_{si} / (M_i \cdot \sum_i (u_{si} / M_i)) \quad \text{dla każdego } i \in \{CO_2, CO, SO_2, N_2, O_2\}$
<p>$\lambda_{O_2}(T) = 2,38 \cdot 10^{-2} + 9,441 \cdot 10^{-5}T - 1,352 \cdot 10^{-7}T^2 + 1,899 \cdot 10^{-10}T^3$</p>	
<p>$\lambda_{H_2O}(T) = 1,7 \cdot 10^{-2} + 5,698 \cdot 10^{-5}T + 1,297 \cdot 10^{-7}T^2 - 9,131 \cdot 10^{-11}T^3$</p>	
<p>$\lambda_{spm} = u_{mCO_2} \cdot \lambda_{CO_2} + u_{mCO} \cdot \lambda_{CO} + u_{mSO_2} \cdot \lambda_{SO_2} + u_{mN_2} \cdot \lambda_{N_2} + u_{mO_2} \cdot \lambda_{O_2} + u_{mH_2O} \cdot \lambda_{H_2O}$</p>	
<p>$\mu_{CO_2}(T) = 1,374 \cdot 10^{-5} + 4,703 \cdot 10^{-8}T - 2,566 \cdot 10^{-11}T^2 + 1,333 \cdot 10^{-14}T^3$</p>	
<p>$\mu_{CO}(T) = 1,664 \cdot 10^{-5} + 4,727 \cdot 10^{-8}T - 2,765 \cdot 10^{-11}T^2 + 1,373 \cdot 10^{-14}T^3$</p>	
<p>$\mu_{SO_2}(T) = 1,16 \cdot 10^{-5} + 4,83 \cdot 10^{-8}T - 1,175 \cdot 10^{-11}T^2 - 1,656 \cdot 10^{-14}T^3$</p>	
<p>$\mu_{N_2}(T) = 1,672 \cdot 10^{-5} + 4,38 \cdot 10^{-8}T - 2,05 \cdot 10^{-11}T^2 + 6,87 \cdot 10^{-15}T^3$</p>	

```

+ X1 = (MH2O / Mg) · pp / (p - pp)
+ X1 = qmp_in / qmg
+ X2 = (MH2O / Mg) · ps(Tg_out) / (p - ps(Tg_out))
+ qmp_out = X2 · qmg
+ qmk = qmp_in - qmp_out
+ qmspm_out = qmg + qmp_out
+ dzew = dwew + δs
+ Wyznacz końcowy skład spalin:
+ umi_out = umi · qmspm_in / qmspm_out dla każdego i ∈ {CO2, CO,
+   SO2, N2, O2}
+ umH2O_out = qmp_out / qmspm_out
+ yi_out = umi_out / (Mi · ∑i (umi_out / Mi)) dla każdego i ∈
+   {CO2, CO, SO2, N2, O2, H2O}
+ Q̇u = qmk · rH2O(Trosy)
+ Q̇js = qmg · (cp_g(Tg_in) · Tg_in -
+   cp_g(Tg_out) · Tg_out)
+ Q̇jp = qmp_in · (cpH2O(Tg_in) · Tg_in - cpH2O(Trosy) · Trosy)
+   + qmp_out · (cpH2O(Trosy) · Trosy - cpH2O(Tg_out) · Tg_out)
+ Q̇c = qmk · (cp_w(Trosy) · Trosy - cp_w(Tg_out) · Tg_out)
+ Q̇ = Q̇u + Q̇js + Q̇jp + Q̇c
+ I = trunc[(Tg_in - Tg_out) / ΔTg] + 1
+ WHILE abs[Tw_out - Tw[1]] > 0,1 do begin
+ qmw = Q̇ / (cp_w(Tw_out) · Tw_out - cp_w(Tw_in) · Tw_in)
+ n = trunc[qmw / (ρw · vw · π · (dwew / 2)2)] + 1
+ odl = a / n
+ Dhydr = dwew · ((4/π) · (o/dwew)2 - 1)
+ Ahydr = π · Dhydr2 / 4
+ qmspm[1] = qmspm_in
+ vspm[1] = qmspm[1] / ((n+1) · ρspm(Tg_in) · Ahydr)
+ αw[1] = αw(Tw_out)
+ Tgr = 
$$\frac{q_{mw} \cdot c_{p_w}(T_{w_out}) \cdot T_{w_out}}{q_{mw} \cdot c_{p_w}(0,5 \cdot (T_{w_in} + T_{w_out}))} -$$

+   
$$q_{mg} \cdot \frac{(c_{p_g}(T_{g_in}) \cdot T_{g_in} - c_{p_g}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy})}{q_{mw} \cdot c_{p_w}(0,5 \cdot (T_{w_in} + T_{w_out}))} -$$

+   
$$\frac{q_{mp_in} \cdot (c_{pH2O}(T_{g_in}) \cdot T_{g_in} - c_{pH2O}(T_{rosy}) \cdot T_{rosy})}{q_{mw} \cdot c_{p_w}(0,5 \cdot (T_{w_in} + T_{w_out}))}$$

+ Tw[1] = Tw_out
+ Tg[1] = Tg_in
+ Respm[1] = vspm[1] · Dhydr / vspm(Tg[1])
+ Nu[1] = 0,27 · Respm[1]0,63 · Prspm(Tg[1])0,36
+ αg[1] = Nu[1] · λspm(Tg[1]) / Dhydr

```

```

+ Ts1[1] = (αg[1] · Tg[1] + αw[1] · Tw[1]) / (αw[1] + αg[1])
+ (dA/dTw)[1] = (qmw · cp_w(Tw[1]) /
+   (αg[1] · (Tg[1] - Ts1[1])))
+ Ibk = trunc[(Tg_in - Trosy) / ΔTg] + 1
+ Ik = I - Ibk

```

Rys. 56. Algorytm procedury inicjującej obliczenia.

```

+ for j = 1 to Ibk do begin
+   Tg[j+1] = Tg[j] - ΔTg
+   qmp[j+1] = qmp_in
+   qmspm[j+1] = qmspm_in
+   vspm[j+1] = qmspm[j+1] / ((n+1) · ρspm(Tg[j+1]) · Ahydr)
+   Respm[j+1] = vspm[j+1] · Dhydr / vspm(Tg[j+1])
+   Nu[j+1] = 0,27 · Respm[j+1]0,63 · Prspm(Tg[j+1])0,36
+   αg[j+1] = Nu[j+1] · λspm(Tg[j+1]) / Dhydr
+   Tw[j+1] = Tw[j] - (Tw_out - Tgr) / Ibk
+   for i = 1 to 2 begin
+     αw[j+1] = αw(Tw[j+1])
+     Ts1[j+1] = (αg[j+1] · Tg[j+1] + αw[j+1] · Tw[j+1]) /
+       (αw[j+1] + αg[j+1])
+     Q̇js[j+1] = qmg · (cp_g(Tg[j]) · Tg[j] -
+       cp_g(Tg[j+1]) · Tg[j+1])
+     Q̇jp[j+1] = qmp[j+1] · (cpH2O(Tg[j]) · Tg[j] -
+       cpH2O(Tg[j+1]) · Tg[j+1])
+     Q̇[j+1] = Q̇js[j+1] + Q̇jp[j+1]
+     Twod[j+1] = Tw[j] - Q̇[j+1] / (qmw · cp_w(Twod[j]))
+     Tw[j+1] = Twod[j+1]
+   end {for i} end {for j}
+   Suma_Q̇ = Suma_Q̇ + Q̇[j+1]
+   (dA/dTw)[j+1] = qmw · cp_w(Tw[j+1]) /
+     (αg[j+1] · (Tg[j+1] - Ts1[j+1])))
+   Trosy[j+1] = Trosy[j]
+   X[j+1] = X1
+   for j = 1 to Ibk - 1 do begin
+     A[j] = (dA/dTw)[j] · (Twod[j] - Twod[j+1]) + 0,5 ·
+       abs[((dA/dTw)[j+1] - (dA/dTw)[j]) · (Twod[j] -
+         Twod[j+1])]
+     AbezKondensacji = AbezKondensacji + A[j]

```

end

for j = 2 to I_{bk} do begin

$$\dot{Q}_{\text{bezKondensacji}} = \dot{Q}_{\text{bezKondensacji}} + \dot{Q}[j]$$

end

Rys. 57. Algorytm procedury obliczeń części wymiennika bez kondensacji pary.

While T_g[j] > T_{g_out} do begin

$$T_g[j+1] = T_g[j] - \Delta T_g$$

$$p_p[j+1] = p_s(T_g[j+1])$$

$$T_{\text{rosy}}[j+1] = T_{\text{rosy}}(p_p[j+1])$$

$$X[j+1] = (M_{\text{H}_2\text{O}}/M_g) \cdot (p_s(T_g[j+1])/(p - p_s(T_g[j+1])))$$

$$q_{\text{mp}}[j+1] = q_{\text{mg}} \cdot X[j+1]$$

$$q_{\text{mk}}[j+1] = q_{\text{mp}}[j] - q_{\text{mp}}[j+1]$$

$$q_{\text{mspm}}[j+1] = q_{\text{mp}}[j+1] + q_{\text{mg}}$$

$$u_{mi}[j+1] = u_{mi} \cdot q_{\text{mspm}}[1]/q_{\text{mspm}}[j+1],$$

dla każdego $i \in \{\text{CO}_2, \text{CO}, \text{SO}_2, \text{N}_2, \text{O}_2\}$

$$u_{\text{mH}_2\text{O}}[j+1] = q_{\text{mp}}[j+1]/q_{\text{mspm}}[j+1]$$

$$y_i[j+1] = u_{mi}[j+1] / (M_i \cdot \sum_i (u_{mi}[j+1]/M_i)) \text{ dla każdego } i$$

$\in \{\text{CO}_2, \text{CO}, \text{SO}_2, \text{N}_2, \text{O}_2, \text{H}_2\text{O}\}$

$$y_{\text{H}_2\text{O}}[j+1] = p_p[j+1] / p$$

for i=1 to 2 begin

$$y_i[j+1] = \exp[16,262 - 3799,89/(T_{\text{rosy}}[j+1] + 226,35)] / (p/1000)$$

$$y_{gi}[j+1] = 1 - y_i[j+1]$$

$$y_{go}[j+1] = 1 - y_{\text{H}_2\text{O}}[j+1]$$

$$y_{\text{lm}}[j+1] = (y_{gi}[j+1] - y_{go}[j+1]) / \ln(y_{gi}[j+1]/y_{go}[j+1])$$

$$T_w[j+1] = T_w[j] - (q_{\text{mg}} \cdot (c_{p_g}(T_g[j]) \cdot T_g[j] - c_{p_g}(T_g[j+1]) \cdot T_g[j+1]) + q_{\text{mg}} \cdot (X[j] \cdot c_{p_{\text{H}_2\text{O}}}(T_g[j]) \cdot T_g[j] - X[j+1] \cdot c_{p_{\text{H}_2\text{O}}}(T_g[j+1]) \cdot T_g[j+1]) / (q_{\text{mw}} \cdot c_{p_w}(T_w[j])))$$

$$v_{\text{spm}}[j+1] = q_{\text{mspm}}[j+1] / ((n+1) \cdot \rho_{\text{spm}}(T_g[j+1]) \cdot A_{\text{hydr}})$$

$$\alpha_{g,n}[j+1] = 4/3 \cdot (\lambda_w^3 \cdot \rho_w \cdot (\rho_w - \rho_{\text{H}_2\text{O}}) \cdot g \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}(T_g[j+1]) / (4 \cdot \mu_w \cdot (T_{\text{rosy}}[j+1] - T_w[j+1]))^{0,25}$$

$$\prod_d[j+1] = \frac{v_{\text{spm}}[j+1]^2 \cdot \rho_{\text{spm}}(T_g[j+1]) \cdot \alpha_{g,n}[j+1]}{g \cdot \lambda_w \cdot \rho_w}$$

$$\text{Nu}_n[j+1] = \frac{D_{\text{hydr}} \cdot \alpha_{g,n}[j+1]}{\lambda_w}$$

$$\text{Re}_{\text{spm}}[j+1] = v_{\text{spm}}[j+1] \cdot D_{\text{hydr}} / v_{\text{spm}}(T_g[j+1])$$

Wprowadź m

$$\alpha_g[j+1] = 2,84 \cdot \alpha_{g,n}[j+1] \cdot \prod_d[j+1]^{0,08} \cdot \text{Re}_{\text{spm}}[j+1]^m \cdot \text{Nu}_n[j+1]^{-0,58}$$

$$\alpha_w[j+1] = \alpha_w(T_w[j+1])$$

$$\delta_k[j+1] = \frac{\frac{4}{5} \sqrt[4]{\frac{4 \cdot \lambda_w \cdot \mu_w \cdot (T_g[j+1] - T_w[j+1])}{r_{\text{H}_2\text{O}}(T_g[j+1]) \cdot \rho_w \cdot g}}}{b} \cdot b^{\frac{5}{4}}$$

$$k[j+1] = 1 / ((1/\alpha_g[j+1]) + (\delta_k/\lambda_w) + (\delta_s/\lambda_s) + (1/\alpha_w[j+1]))$$

$$\text{Sc}[j+1] = ((y_{\text{CO}_2}[j+1] \cdot 0,202 \cdot 10^{-4} \cdot ((T_g[j+1] + 273,15)/307,4)^{\frac{2}{3}} + y_{\text{N}_2}[j+1] \cdot 0,293 \cdot 10^{-4} \cdot ((T_g[j+1] + 273,15)/298,2)^{\frac{2}{3}} + y_{\text{O}_2}[j+1] \cdot 0,282 \cdot 10^{-4} \cdot ((T_g[j+1] + 273,15)/308,1)^{\frac{2}{3}}) / (v_{\text{spm}}(T_g[j+1]) \cdot (y_{\text{CO}_2}[j+1] + y_{\text{N}_2}[j+1] + y_{\text{O}_2}[j+1]))^{-1}$$

$$\text{Le}[j+1] = \text{Sc}[j+1] / \text{Pr}_{\text{spm}}(T_g[j+1])$$

$$k_m[j+1] = (\alpha_g[j+1] \cdot M_{\text{H}_2\text{O}}) / (c_{p_{\text{spm}}}(T_g[j+1]) \cdot M_{\text{spm}} \cdot y_{\text{lm}}[j+1] \cdot \text{Le}[j+1]^{2/3})$$

$$T_i[j+1] = (\alpha_g[j+1] \cdot T_g[j+1] + k_m[j+1] \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}(T_g[j+1]) \cdot (y_{\text{H}_2\text{O}}[j+1] - y_i[j+1]) - k[j+1] \cdot (T_g[j+1] - T_w[j+1])) / \alpha_g[j+1]$$

$$\dot{Q}_{js}[j+1] = q_{\text{mg}} \cdot (c_{p_g}(T_g[j]) \cdot T_g[j] - c_{p_g}(T_g[j+1]) \cdot T_g[j+1])$$

$$\dot{Q}_{jp}[j+1] = q_{\text{mp}}[j+1] \cdot (c_{p_{\text{H}_2\text{O}}}(T_g[j]) \cdot T_g[j] - c_{p_{\text{H}_2\text{O}}}(T_g[j+1]) \cdot T_g[j+1])$$

$$\dot{Q}_u[j+1] = q_{\text{mk}}[j+1] \cdot r_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{rosy}}[j+1])$$

$$\dot{Q}_c[j+1] = q_{\text{mk}}[j+1] \cdot (c_{p_w}(T_i[j]) \cdot T_i[j] - c_{p_w}(T_i[j+1]) \cdot T_i[j+1])$$

$$\dot{Q}[j+1] = \dot{Q}_{js}[j+1] + \dot{Q}_{jp}[j+1] + \dot{Q}_u[j+1] + \dot{Q}_c[j+1]$$

$$T_{\text{wod}}[j+1] = T_w[j] - \dot{Q}[j+1] / (q_{\text{mw}} \cdot c_{p_w}(T_w[j]))$$

$$T_w[j+1] = T_{\text{wod}}[j+1]$$

end {for i}

$$\text{Suma}_{\dot{Q}} = \text{Suma}_{\dot{Q}} + \dot{Q}[j+1]$$

```

+ Suma_q_mk = Suma_q_mk + q_mk [j+1]
+ (dA/dT_w)[j+1] = (q_mw · c_p_w (T_w [j+1])) / (α_g [j+1] ·
+   (T_g [j+1] - T_i [j+1]) + k_m [j+1] · r_H2O (T_g [j+1]) ·
+   (y_o [j+1] - y_i [j+1]))
+ end {While}
+ for j = I_bk+1 to I-1 do begin
+ A[j] = (dA/dT_w)[j+1] · (T_w [j] - T_w [j+1]) + 0,5 ·
+   abs[((dA/dT_w)[j+1] - (dA/dT_w)[j]) · (T_w [j] -
+   T_w [j+1])]
+ A_zKondensacja = A_zKondensacja + A[j]
+ end
+ for j = 2 to I_bk do begin
+ Q̇_zKondensacja = Q̇_zKondensacja + Q̇[j]
+ end
+ A = A_bezKondensacji + A_zKondensacja
+ Q̇ = Q̇_bezKondensacji + Q̇_zKondensacja
+ for j = 1 to 100 do begin
+ WykroplonyKondensat = WykroplonyKondensat + q_mk [j]
+ end
+ end {WHILE}
+
+ Obliczenia końcowe
+ A_rurki = π · d_zew · b
+ A_rzedu_rurek = n · A_rurki
+ Ilosc_rzedow = trunc[A/A_rzedu_rurek] + 1
+ Ilosc_rurek = Ilosc_rzedow · n;
+ L = Ilosc_rzedow · odstep
+ Calkowita_dlugosc_rurek = Ilosc_rurek · b

```

Rys. 58. Algorytm procedury obliczeń części wymiennika z kondensacją pary oraz obliczeń końcowych.

Bibliografia

- [1] Al-mutawa N.: *Experimental Investigations of Frosting and Defrosting of Evaporator Coils at Freezer Temperature*. Praca doktorska, The University of Florida, 1997.
- [2] Anderson A., Herranz L., Corradini M.: *Experimental analysis of heat transfer within the AP600 containment under postulated accident conditions*. Nuclear Engineering and Design, Vol. 185, 1998, s. 153–172.
- [3] Angello L.: *Advanced Monitoring to Improve Combustion Turbine/Combined Cycle CT/(CC) Reliability, Availability and Maintainability (RAM)*. Electric Power Research Institute, 2004.
- [4] Antoine C.: *Tensions des vapeurs; nouvelle relation entre les tensions et les temperatures*. Comptes Rendus des Séances de l'Académie des Science 107, s. 681–837, 1888.
- [5] B&W: *Coal: Its Generation and Use*. 39th ed. (The Babcock & Wilcox Company, New York, 1978).
- [6] B&W: *Steam: Its Generation and Use*. (The Babcock & Wilcox Company, New York, 2007).
- [7] Banerjee S., Rhodes E., Scott D.: *Mass transfer to falling wavy liquid films at low Reynolds numbers*. Chemical Engineering Science 22, 1967, s. 43–48.
- [8] Bohdal T., Matysko R.: *Analiza kondensacji pary wodnej na rurze pionowej*, CIEPŁOWNICTWO, OGRZEWNICTWO, WENTYLACJA, nr7–8/2004, s. 35–41.
- [9] Broomley L.: *Heat transfer in condensation – effect of heat capacity of condensate*, Ind. Eng. Chem. 44, 1952, s. 2966–2969.
- [10] Bugge J., Kjaer S., Blum R.: *High-efficiency coal-fired power plants development and perspectives*. Energy 31, 2006, s. 1437–1445.
- [11] Bum-Jin C., Sin K., Chan K. M., Ahmadinejad M.: *Experimental comparison of filmwise and dropwise condensations of steam on vertical flat plates with the presence of air*, Int. Commun. Heat Mass Transfer 31, 2004, s. 1067–1074.
- [12] Butcher T. A. i in.: *Evaluation of the low temperature heat exchanger fouling problem*. US Department of Energy.
- [13] Butcher T. A. i in.: *Condensing Economizers For Efficiency Improvement And Emissions Control In Industrial Boilers*, U.S. Department Of Energy Under Contract No. DE-AC02-76CH00016.
- [14] Campisi A., Woskoboenko F.: *Brown Coal R&D Stopping Study*. HRL, 2009.
- [15] Cao E.: *Heat transfer in process engineering*, McGraw-Hill, 2009.
- [16] Casazza J., Delea F.: *Understanding electric power systems: an overview of the technology and the marketplace*. (IEEE Press Understanding Science & Technology Series), 2003.
- [17] Chan T., Yuen M.: *The effect of air on condensation of stratified horizontal concurrent steam/water flow*. Journal of Heat Transfer 112, 1990, s. 1092–1095.

- [18] Chapman A.: *Heat transfer*. 4th edition. Macmillan Publishing Company, 1984.
- [19] Chen H., Chang S., Lan Z.: *Effect on noncondensable gas on laminar film condensation along a vertical plate fin*. Int. J. Heat Fluid Flow, No. 19, 1998, s. 374–381.
- [20] Chin Y., Ormiston S., Soliman H.: *A two-phase boundary-layer model for laminar mixed-convection condensation with a noncondensable gas on inclined plates*. Heat Mass Transfer, No. 34, 1998, s. 271–277.
- [21] Chmielniak T.: *Perspektywiczne technologie wykorzystania węgla w energetyce*. Systems: journal of transdisciplinary systems science, rok: 2004, Vol. 9, Sp. 2/1, s. 211-220, Bibliogr. 10 poz., Materiały konferencyjne: ENERGETYKA 2004.
- [22] Chmielniak T.: *Nowe technologie wykorzystania pierwotnych stałych nośników energii*. Polityka Energetyczna, t. 1, Zeszyt specjalny 2, 2007.
- [23] Chmielniak T., Łukowicz H., Kochaniewicz A.: *Analiza nadkrytycznych układów siłowni parowych z odzyskiem ciepła ze spalin*. Archiwum Energetyki, Tom XXXVIII, Nr 2, 2008, s. 35-43.
- [24] Chmielniak T.: *Węglowe technologie energetyczne 2020+*. Polityka Energetyczna, t. 13, z. 2, 2010.
- [25] Chmielniak T., Łukowicz H., Kochaniewicz A., Mroncz M.: *Directions of improving efficiency and reducing CO₂ emission in coal-fired supercritical power units*. Archiwum Energetyki, Tom XL, Nr 3, Gdańsk 2010, s. 33-44.
- [26] Praca zbiorowa pod red. T. Chmielniaka i A. Ziębika: *Obiegi cieplne nadkrytycznych bloków węglowych*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Gliwice, 2010.
- [27] Chrzczonowski A.: *Układ Chenga jako proekologiczne źródło energii elektrycznej i cieplnej*. Praca doktorska, 2006.
- [28] Colburn A., Hougen O.: *Design of cooler condensers for mixtures of vapors with non-condensing gases*. Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 26, 1934, s. 1178-1182.
- [29] Cussler E.: *Mass transfer in fluid systems*. 3rd edition. Cambridge University Press, 2007.
- [30] Dehbi A., Golay M., Kazimi M.: *Condensation experiments in steam-air and steam-air-helium under turbulent natural convection*. American Institute of Chemical Engineers, Symposium Series, 1991, s. 19–28.
- [31] Dehbi A., Golay M., Kazimi M.: *A theoretical modelling of the effects of noncondensable gases on steam condensation under turbulent natural convection*. American Institute of Chemical Engineers, Symposium Series, 1991, s. 29–38.
- [32] Dehbi A., Guentay S.: *A model for the performance of a vertical tube condenser in the presence of non-condensable gases*. Nuclear Engineering and Design, Vol. 177, 1997, s. 41–52.
- [33] Dora J., Gostomczyk M., Jakubiak M., Kordylewski W.: *Parametric studies of the effectiveness of oxidation of NO by ozone*. Chemical Process Engineering, 2009, nr 30, s.621-634.

- [34] ERC GmbH, *Metody redukcji tlenków azotu*. Materiały konferencyjne: Seminarium Elektrofiltry, Politechnika Wrocławska 2009.
- [35] Flynn D.: *Thermal power plant simulation and control*. IET, 2003.
- [36] Fuks S.: *Teplootdaca pri kondensaciji dvizuscegosja para v gorizontalnom trubnom puckie*. Tieploenergetika, 4(2), 1957, s. 35-38.
- [37] Garimella S., Christensen R.: *Transient condensation in the presence of noncondensables at a vertical wall*. Nuclear Technology, No. 89, 1990, s. 388–398.
- [38] Glück K.: *Zustands- und Stoffwerte. Wasser. Dampf. Luft. Verbrennungsrechnung*. Verlag für Bauwesen GmbH. Berlin, 1991.
- [39] Graus W. H. J.; Voogt M.; Worrell E.: *International comparison of energy efficiency of fossil power generation*. Energy Policy 35 (2007), s. 3936-3951.
- [40] Halawa T.: *Postęp w budowie bloków energetycznych dużej mocy opalanych węglem brunatnym*. Energetyka, grudzień 2007.
- [41] Hassan Y., Banerjee S.: *Implementation of a non-condensable model in RELAP5/MOD3*. Nuclear Engineering and Design, Vol. 162, 1996, s. 281–300.
- [42] Hazelton R., Baker E.: *Condensation of vapours of immiscible liquids*. Trans. Am. Ins. Chem. E., 40, s. 1–28, 1944.
- [43] Heaphy J. P. i in.: *Condensing Economizers For Thermal Efficiency Improvements And Emissions Control*. U.S. Department of Energy No. DE-AC02-76CBOO016.
- [44] Heitmüller R., Fischer H., Sigg J., *Kocioł parowy na węgiel brunatny o mocy 1000 MW dla Elektrowni Niederaussem*. Jubileuszowa Konferencja Kotłowa '99, Gliwice, Racibórz, 1999, s. 113-130.
- [45] Hirsh R.: *Technology and transformation in the American electric utility industry*. New edition. New York, NY: Cambridge University Press; 2002.
- [46] Hobler T.: *Ruch ciepła i wymienniki*, WNT, Warszawa 1979.
- [47] Incropera F., DeWitt D.: *Fundamentals of heat and mass transfer*. 4th edition. John Wiley and Sons, 1996.
- [48] Jackson R.: *Diffusion in ternary mixtures with and without phase boundaries*. Ind. Eng. Chem., Fundam., 16–2, 1977, s. 304–306.
- [49] Jeong K.: *Condensation of Water and Sulfuric Acid Vapor in Boiler Flue Gas*. Praca doktorska, Lehigh University, AAT 3354749, 2009.
- [50] 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, 2010, s. 2361-2368.
- [51] Jeong K., Sircar Sh., Caram H. S.: *Modeling of Heat Recovery from a Steam-Gas Mixture in a High Temperature Sorption Process*. American Institute of Chemical Engineers, 2011.

- [52] Jeżowiecka-Kabsch K., Szewczyk H.: *Mechanika płynów*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2001.
- [53] Kalinowski E.: *Termodynamika*. Wydawnictwo Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 1994.
- [54] Karimi G., Kawaji M.: *An experimental study of freely falling films in a vertical tube*. Chemical Engineering Science 55–20, 1998, s. 3501–3512.
- [55] Karkoszka K.: *Mechanistic Modelling of Water Vapour Condensation in Presence of Noncondensable Gases*. Praca doktorska. Stockholm, 2007.
- [56] Karl J., Hein D.: *Effect of spontaneous condensation on condensation heat transfer in the presence of noncondensable gases*. Proceedings of the 5th ASME/JSME Joint Thermal Engineering Conference, 1999.
- [57] Kirsek S., Studencka J.: *Standardy emisji zanieczyszczeń do powietrza z procesów energetycznego spalania paliw – analiza zmian*. Środowisko, Wyd. Politechniki Krakowskiej, zeszyt 2, rok 106, 2-Ś 2009.
- [58] Koh J., Sparrow E., Hartnett J.: *The two phase boundary layer in laminar film condensation*. Int. J. Heat Mass Transfer 2, 1961, s. 69–82.
- [59] Kostowski E., Górniak H., Sikora J., Szymczyk J., Ziębik A.: *Zbiór zadań z przepływu ciepła*. Skrypt, Politechnika Śląska, 1996.
- [60] Kotowicz J., Janusz K.: *Sposoby redukcji emisji CO₂ z procesów energetycznych*. Rynek Energii, 2007, nr 1.
- [61] Kruczek S.: *Kotły. Konstrukcje i obliczenia*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław, 2001.
- [62] Kuehn S. E.: *Power for the Industrial Age: A Brief History of Boilers*. Power Engineering, Vol. 100, No. 2, February 1996, pp. 5–19.
- [63] Kuhn S., Schrock V., Peterson P.: *An investigation of condensation from steam-gas mixtures flowing downward inside a vertical tube*. Nuclear Engineering and Design 177, 1997, s. 53–69.
- [64] Laudyn D., Pawlik M., Strzelczyk F.: *Elektrownie*. WNT, wydanie czwarte, 2000.
- [65] Lee J., Kim T., Kim M. H.: *Experimental Study on the Heat and Mass, Transfer of Teflon-Coated Tubes for the Latent Heat Recovery*. Heat Transfer Engineering, 2005, 26: 2, 28–37.
- [66] Li J., Saraireh M., Thorpe G.: *Condensation of vapor in the presence of non-condensable gas in condensers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2011.
- [67] Liang Y., Che D., Kang Y.: *Effect of vapor condensation on forced convection heat transfer of moistened gas*. Heat Mass Transfer, Vol. 43, 2007, s. 677–686.
- [68] Lichota J., Plutecki Z.: *Suszenie węgla w elektrowniach*. Rynek Energii, 2007, nr 6, s. 36-41.
- [69] Lichota J., Polko K., Wójs K.: *Condensing Heat Exchanger*. The Clearwater Clean Coal Conference, Proceedings of The 37th International Technical Conference on Clean Coal & Fuel Systems, June 3 to 7, 2012, Sheraton Sand Key Clearwater, Florida, USA, materiał konferencyjny.

- [70] Ma X., Rose J., Xu D., Lin J., Wang B.: *Advances in dropwise condensation heat transfer: Chinese research*. CHEMICAL ENGINEERING JOURNAL, nr 78, 2000, s. 87–93.
- [71] Maheshwari N., Saha D., Sinha R., Aritomi M.: *Investigation on condensation in presence of a noncondensable gas for a wide range of Reynolds number*. Nuclear Engineering and Design 227, 2004, s. 219–238.
- [72] Maludziński B., Taler J.: *Spadek ciśnienia w konwekcyjnych pęczkach rur w kotłach*. Gospodarka paliwami i energią, Nr 5, 1998, s. 21-27.
- [73] Maruyama N., Eckelman M.: *Long-term trends of electric efficiencies in electricity generation in developing countries*. Energy Policy 37, 2009, s. 1678-1686.
- [74] Masuyama F.: *History of Power Plants and Progress in Heat Resistant Steels*. ISIJ International, Vol. 41, 2001, No. 6, s. 612-625.
- [75] Miller B. G.: *Coal Energy Systems*. Elsevier Academic Press, 2005.
- [76] Minkowycz W., Sparrow E.: *Condensation heat transfer in presence of noncondensables interfacial resistance superheating variable properties and diffusion*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 9, 1966, s. 1125–1144.
- [77] Mizerski M.: *Tablice chemiczne*. Wydawnictwo Adamantan, Warszawa 2008.
- [78] Munser H.: *Ferwaermeversorgung*. VEB Deutcher Verlag fuer Grundstoffindustrie, Leipzig, 1983.
- [79] Nichols Ch.: *Reducing CO₂ Emissions by Improving the Efficiency of the Existing Coal-fired Power Plant Fleet*. National Energy Technology Laboratory, 2008.
- [80] No H., Park H.: *Non-iterative condensation modelling for steam condensation with non-condensable gas in a vertical tube*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002, s. 845–854.
- [81] Nusselt W.: *Die Oberflaechenkondensation des Wasserdampfes*. Z. Vereines Deutsch. Ing. 60, 1916, s. 541–575.
- [82] Osakabe M., Yagi k., Itoh T., Ohmasa K.: *Condensation heat transfer on tubes in actual flue gas (parametric study for condensation behavior)*. Heat Transfer – Asian Res. 32, 2003.
- [83] Park S., Kim M., Yoo K.: *Effects of wavy interface on steam-air condensation on a vertical surface*. Int. J. Multiphase Flow 23–6, 1997, s. 1031–1042.
- [84] Pawlik M.: *Elektrownie opalane węglem w świetle polityki ograniczania emisji CO₂*. IX Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Elektrownie Ciepłne”, 1-3 czerwca 2009, s. 79-88.
- [85] Peterson P.: *Diffusion layer modelling for condensation with multicomponent noncondensable gases*. Journal of Heat Transfer 122, 2000, s. 716–720.

- [86] Pinko L., Rakowski J., Świrski J.: *Ekologiczne aspekty wytwarzania energii elektrycznej w krajowych elektrowniach ciepłych*. Międzyn. Konf. Aspekty Ekologiczne Wytwarzania Energii Elektrycznej, Warszawa, 14-16 listopad 2001.
- [87] Pronobis M.: *Modernizacja kotłów energetycznych*. WNT, Warszawa 2002.
- [88] Prosperetti A.: *Boundary conditions at a liquid-vapour interface*. *Mechanica*, 1979, s. 34–47.
- [89] Rataj Z., Walewski A., Wojnar W.: *Kotły na parametry nadkrytyczne dla polskiej energetyki*. Jubileuszowa Konferencja Kotłowa '99, 50-lecie Fabryki Kotłów RAFAKO w Raciborzu, tom I, s. 251-282.
- [90] 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, s. 31-46.
- [91] Richter E.: *Wärme- und Stoffübertragung in Strömungen. Formel- und Aufgabensammlung*. Teil 2 – Aufgabensammlung. Lehrmaterial der Professur. Thermofluidodynamik und Angewandte Aerodynamik am Institut für Luft- und Raumfahrttechnik der Technische Universität Dresden, materiał niepublikowany.
- [92] Rohsenow W.: *Condensation*, w: *Handbook of Heat Transfer*, McGraw-Hill, Berlin, 1973, s. 77–104.
- [93] De la Rosa J., Munoz-Cobo J., Escriva A.: *Non-iterative model for condensation heat transfer in the presence of non-condensable gases inside passive containment cooling vertical tubes*. *Nuclear Engineering and Design*, Vol. 238, 2008, s. 143–155.
- [94] Rubin E.: *Experience curves for power plant emission control technologies*. *Int. J. Energy Technology and Policy*, Vol. 2, Nos. 1/2, 2004.
- [95] Ryabov G., Folomeev O., Sankin D., Khaneev K., Bondarenko I., Mel'nikov D.: *Application of CFB technology for large power generating units and CO₂ capture*. *Power Technology and Engineering*, Vol. 44, No. 2, 2010.
- [96] Sarunac N.: *Flue Gas Heat Recovery in Power Plants, Part I*. *Power* 101, kwiecień 2010.
- [97] Sarunac N.: *Flue Gas Heat Recovery in Power Plants, Part II*. *Power* 101, czerwiec 2010.
- [98] Sarunac N.: *Flue Gas Heat Recovery in Power Plants, Part III*. *Power* 101, sierpień 2010.
- [99] Schmidt E., Schurig W., Sellschop W.: *Versuche über die Kondensation von Wasserdampf in Film — und Tropenform*. *Tech. Mech. Thermodyn. (Forsch. Ing. Wes.)* 1, 1930, s. 53–63.
- [100] Shi X. i in.: *An investigation of the performance of compact heat exchanger for latent heat recovery from exhaust flue gases*. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 2010.
- [101] Siddique M., Golay M., Kazimi M.: *Local heat transfer coefficients for forced-convection condensation of steam in a vertical tube in the presence of a noncondensable gas*. *Nuclear Technology* 102, 1993, s. 386–402.

- [102] Siow E., Ormiston S., Soliman H.: *Fully coupled solution of a two phase model for laminar film condensation of vapour-gas mixtures in horizontal tubes*. International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 45, 2002, s. 3689–3702.
- [103] Siow E., Ormiston S., Soliman H.: *Two-phase modelling of laminar film condensation from vapour-gas mixtures in declining parallel-plate channels*. Int. J. Thermal Sciences, No. 46, 2007, s. 458–466.
- [104] Smith J.: *Condensation of vapors from noncondensing gases, A modified method of design*. Industrial and Engineering Chemistry, Vol. 34, No. 10, 1942, s. 1248-1252.
- [105] Soud H. N.: *FGD Installations on Coal-Fired Plants*. IEA Coal Research, London, 1994.
- [106] Sparrow E., Lin S.: *Condensation heat transfer in presence of a noncondensable gas*. Journal of Heat Transfer, 1964, s. 430–436.
- [107] Sparrow E., Minkowycz W., Saddy M.: *Forced convection condensation in the presence of noncondensables and interfacial resistance*. International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 10, 1967, s. 1829–1845.
- [108] Spliethoff H.: *Power Generation from Solid Fuels*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2010.
- [109] Srzic V., Soliman H., Ormiston S.: *Analysis of laminar mixed convection condensation on isothermal plates using the full boundary-layer equations: mixtures of a vapour and a lighter gas*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, 1999, s. 685–695.
- [110] Stevanovic V., Stosic Z., Stoll U.: *Condensation induced noncondensables accumulation in a non-vented pipe*. International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 48, 2005, s. 83–103.
- [111] Taitel Y., Tamir A.: *Condensation in the presence of a noncondensable gas in direct contact*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 12, 1969, s. 1157–1169.
- [112] Redakcja naukowa Jan Taller: *Procesy cieplne i przepływowe w dużych kotłach energetycznych. Modelowanie i monitoring*. Wydawnictwo Naukowe PWN, Warszawa 2011.
- [113] Tietze T., Szulc P.: Raport merytoryczny do projektu finansowanego przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju zgodnie z umową nr SP/E/1/67484/10 z dnia 05 maja 2010r, numer projektu: SP/E/1/67484/10, materiał niepublikowany.
- [114] Wang C., Tu C.: *Effects of non-condensable gas on laminar film condensation in a vertical tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, No. 31, 1988, s. 2339–2345.
- [115] Wiśniewski S., Wiśniewski T.: *Wymiana ciepła*. Wydanie piąte zmienione. Wydawnictwa Naukowo-Techniczne, Warszawa, 2000.
- [116] Worsnop D. R. i in.: *Temperature Dependence of Mass Accommodation of SO₂ and H₂O, on Aqueous Surfaces*. J. Phys. Chem. 1989, No. 93, s. 1159-1172.
- [117] 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, Nr 56, 2000, s. 421-428.

- [118] Wójs K., Szulc P., Tietze T., Sitka A.: *Concept of a system for waste heat recovery from flue gases in coal-fired power plant*. Journal of Energy Science, Vol. 1, No. 1, Wrocław University of Technology 2010, s.191-200.
- [119] Wójs K., Lichota J., Polko K.: *Kondensacyjny odzysk ciepła ze spalin*. Artykuł posiadający status oczekującego na wydanie w czasopiśmie “Rynek Energii”, 2011.
- [120] Wójs K., Tietze T., Szulc P., Polko K., *Odzysk i wykorzystanie ciepła odpadowego spalin wylotowych*. Systemy, technologie i urządzenia energetyczne: praca zbiorowa. T. 1 / pod red. Jana Talera. Kraków, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej, 2010, s. 203-212, 7 rys., bibliogr. 8 poz., Summ.
- [121] Yeh S., Rubin E.: *A centurial history of technological change and learning curves for pulverized coal-fired utility boilers*. Energy 32, 2007, s. 1996 – 2005.
- [122] Young J.: *The condensation an evaporation of liquid droplets in a pure vapour at arbitrary Knudsen number*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, 1991, s. 1649–1661.
- [123] Young J.: *The condensation and evaporation of liquid droplets at arbitrary Knudsen number in the presence of an inert gas*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 36, 1993, s. 2941–2956.
- [124] Young E., Ward D.: *Design of finned-tube partial condensers*. The University of Michigan. Industry Program of the College of Engineering. 1957.
- [125] Zaporowski B.: *Analiza kosztów wytwarzania energii elektrycznej*. Polityka Energetyczna, t. 11, Zeszyt 1, 2008.
- [126] Zhukauskas A.: *Heat transfer from tubes in cross flow*. Advances Heat Transfer, Vol. 8, Academic Press, New York, 1972.
- [127] Strona internetowa:
http://www.ure.gov.pl/portal/pl/240/1318/Rozdzial_II_Energia_pierwotna_dla_energetyki.html
- [128] Strona internetowa: www.pbworld.com/library/fellowship/talati/chp1.pdf
- [129] Strona internetowa: http://energetyka.wnp.pl/kotly-fluidalne,4552_2_0_0.html
- [130] Strona internetowa: <http://babcock-borsig-service.com/index.php?id=164&type=98&L=1&L=1>
- [131] Strona internetowa:
http://dspace.lib.ntua.gr/bitstream/123456789/2784/3/lignosi_heatrecoverysystems.pdf
- [132] Strona internetowa: <http://www.gmab.se/trycksaker.html>
- [133] Strona internetowa: http://www.unece.org/se/pp/clip/ahge4/8_Barbucci.pdf
- [134] Strona internetowa: http://ekologia-info.eu/index.php?lang=1&menu=4&menu_select=104&podmenu_select=353&nreko=605
- [135] Strona internetowa: http://energetyka.wnp.pl/kotly_i_turbiny/projekt-kotla-przeplywowego-cfb-na-parametry-nadkrytyczne-dla-pke-sa-elektrownia-lagisza,4688_2_0_6.html
- [136] Strona internetowa: <http://www.plan-rozwoju.pcz.pl/dokumenty/konferencja/artykuly/48.pdf>
- [137] Strona internetowa: http://www.itc.polsl.pl/asachajdak/lk/excel/excel_demo.pdf

- [138] Strona internetowa: <http://www.scribd.com/doc/22538974/Equivalent-Hydraulic-Diameter>
- [139] *Główne założenia techniczne bloków 5 i 6 w PGE elektrowni Opole SA*, Biuletyn Informacyjny PGE Elektrowni Opole, wydanie specjalne, marzec 2009.
- [140] Strona internetowa: http://www.snwes.pl/files/Energetyka_Rozproszona_-_od_dominacji_energetyki_w_gospodarce_do_zrownowazonehgo_rozwoju_od_paliw_kopalniaych_do_energii_odnawialnej_i_efektywnosci_energetycznej_0.pdf

Przedstawione w artykule wyniki zostały uzyskane w badaniach współfinansowanych przez Narodowe Centrum Badań i Rozwoju w ramach umowy SP/E/1/67484/10 – Strategiczny Program Badawczy – Zaawansowane technologie pozyskiwania energii: Opracowanie technologii dla wysokosprawnych „zero-emisyjnych” bloków węglowych zintegrowanych z wychwytem CO₂ ze spalin.

The results presented in this paper were obtained from research work co-financed by the National Centre of Research and Development in the framework of Contract SP/E/1/67484/10 – Strategic Research Programme – Advanced technologies for energy generation: Development of a technology for highly efficient zero-emission coal-fired power units integrated with CO₂ capture.