

Marek PRNOBIS, Robert WEJKOWSKI
Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej

WPLYW KONSTRUKCJI RUROWEGO PODGRZEWACZA POWIETRZA NA DOPUSZCZALNĄ TEMPERATURĘ SPALIN WYLOTOWYCH

Streszczenie. W artykule przedstawiono analizę wpływu parametrów pracy rurowego podgrzewacza powietrza na temperaturę ścianek rur oraz oceniono wpływ rozwiązań konstrukcyjnych podgrzewacza na dopuszczalną temperaturę spalin wylotowych. Założono, że temperatura spalin wylotowych musi być tak dobrana, aby nie występowało wykraplanie się rosy ze spalin. Podano również wskazówki dla określenia punktu rosy spalin przy spalaniu typowych paliw.

THE INFLUENCE OF TUBE TYPE AIR PREHEATER DESIGN ON FLUE GAS OUTLET TEMPERATURE

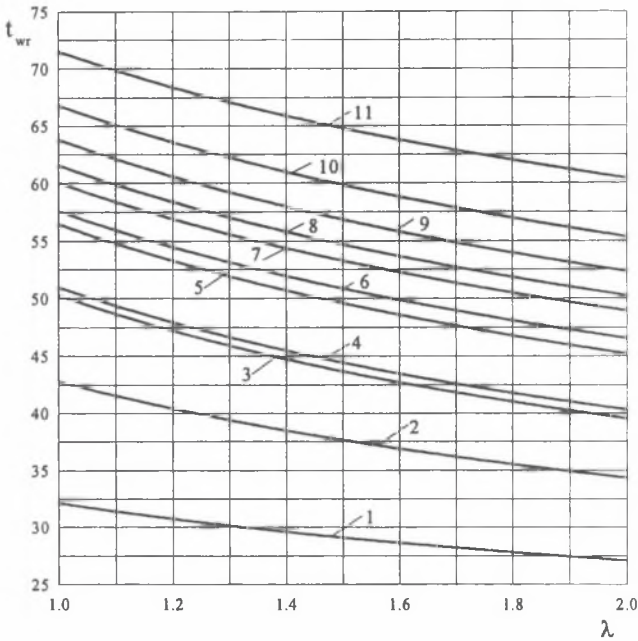
Summary. The article presents both, the analysis of the operating parameters effect on tube surface temperature and the design solution influence on flue gas outlet temperature in case of tube type air preheaters. The outlet temperature has to be properly chosen in order to protect the tubes against the dew condensation on the surface. The directions to determine the flue gas dew point in case of typical fuels combustion have been given.

1. Wstęp

Podczas spalania zsiarczonych paliw siarka utlenia się do SO_2 i w niewielkim stopniu do SO_3 . Powstały trójtlenek siarki reagując z parą wodną zawartą w spalinach tworzy pary kwasu siarkowego. Po schłodzeniu spalin w kotle poniżej charakterystycznej temperatury t_r , nazywanej kwasowym punktem rosy, mieszanina H_2SO_4 i H_2O ulega kondensacji.

W przypadku opalania kotła paliwami nie zawierającymi siarki w spalinach brak jest oczywiście kwasu siarkowego, a przy obniżaniu temperatury wilgoć wykrapla się dopiero po

osiągnięciu wodnego punktu rosy t_{wr} . Odpowiednie wartości t_{wr} dla różnych paliw, w funkcji stosunku nadmiaru powietrza podano na rys. 1.



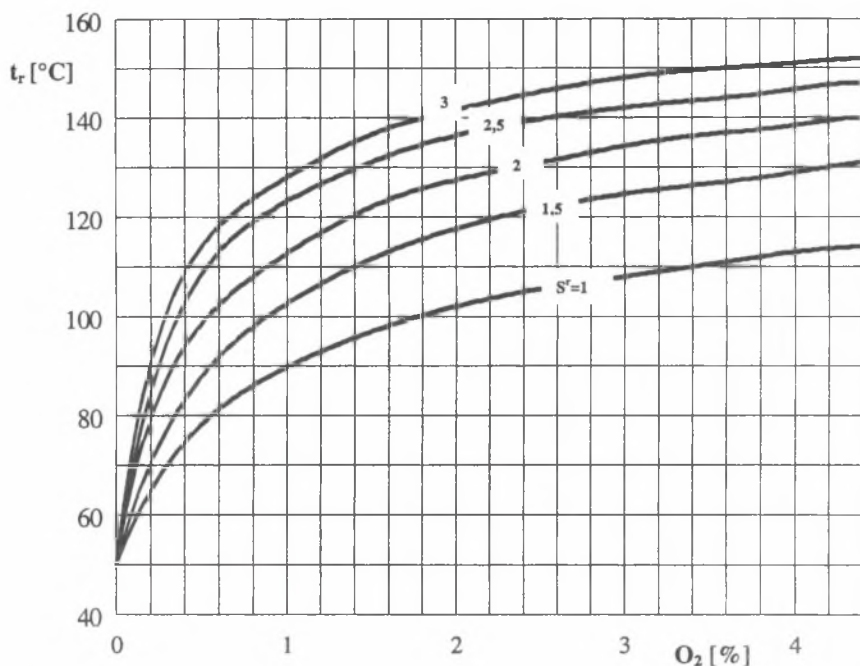
Rys. 1. Wodny punkt rosy dla różnych paliw: 1 - gaz wielkopieczowy, 2 - węgiel kamienny, 3 - olej opałowy, 4 - suszony węgiel brunatny o wilgotności $W_i^r = 15\%$, 5 - torf, 6 - drewno, 7 - gaz ziemny, 8 - węgiel brunatny $W_i^r = 37\%$, 9 - gaz koksowniczy, 10 - węgiel brunatny $W_i^r = 52\%$, 11 - węgiel brunatny $W_i^r = 60\%$

Fig. 1. Water dew point in case of various fuels combustion: 1 - blast-furnace gas, 2 - hard coal, 3 - heating oil, 4 - dry brown coal $W_i^r = 15\%$, 5 - peat, 6 - wood, 7 - natural gas, 8 - brown coal $W_i^r = 37\%$, 9 - coke oven gas, 10 - brown coal $W_i^r = 52\%$, 11 - brown coal $W_i^r = 60\%$,

Zakres t_r w kotłach olejowych przedstawiono na rys. 2 [1, 2]. Widoczny jest wzrost poziomu punktu rosy w miarę podnoszenia stosunku nadmiaru powietrza w palenisku i przy wzroście udziału siarki w paliwie.

Z badań [4, 5] (punkty naniesione na rys. 3 wg [3]) wynika, że kwasowy punkt rosy spalin wylotowych w kotłach pyłowych z paleniskiem o niskiej emisji NO_x jest tylko nieznacznie wyższy od wodnego punktu rosy. Różnica między t_r i t_{wr} nie przekracza 10 K. W skrajnych przypadkach mogą wystąpić temperatury t_r sięgające 80°C .

Podczas spalania węgla kamiennego o niskiej zawartości siarki ($S^r = 0,4 + 0,6\%$) w paleniskach rusztowych temperatury kwasowego punktu rosy wynoszą ok. $80 \div 125^\circ\text{C}$. W miarę wzrostu S^r wartości t_r wzrastają do poziomu $110 \div 150^\circ\text{C}$.

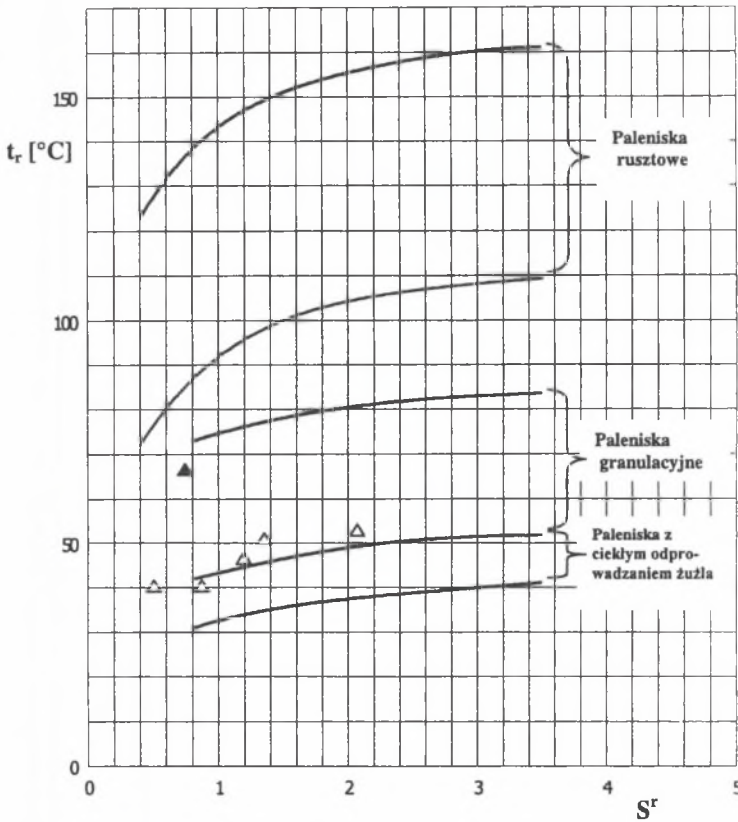


Rys. 2. Kwasowy punkt rosy w spalinach wylotowych z kotłów olejowych
Fig. 2. Flue gas acid dew point for oil fired boilers

Gdy temperatura powierzchni kontaktującej się ze spalinami jest niższa od t_r , wykrapla się na niej rosa, co prowadzi do korozji oraz przyspieszonego tworzenia się osadów. Dotyczy to zarówno podgrzewaczy powietrza, elektrofiltrów, jak i kanałów spalin wraz z kominem. Intensywność korozji jest zależna od strumienia wykróplonego kwasu, który jest funkcją różnicy temperatur między spalinami i powierzchnią osiadania oraz od stężenia H_2SO_4 .

Działania ochronne polegają m.in. na emaliowaniu blach wypełnień regeneracyjnych podgrzewaczy powietrza, pokrywaniu kanałów spalin tworzywami sztucznymi lub wymurowaniu kominów kwasoodpornymi materiałami ceramicznymi. Można również na te elementy

stosować materiały odporne na korozję. Wszystkie te sposoby są jednak kosztowne, stąd na ogół bardziej opłacalne jest takie prowadzenie kotła, aby wykraplanie się rosy ze spalin nie występowało.



Rys.3. Kwasowy punkt rosy spalin dla kotłów opalanych węglem:

△ - węgiel kamienny ▲ - węgiel brunatny

Fig. 3. Flue gas acidic dew point for coal fired boilers:

△ - hard coal ▲ - brown coal

W przypadku kotłów energetycznych opalanych gazem ziemnym, mimo braku siarki i pyłu w spalinach, również nie praktykuje się schładzania spalin poniżej punktu rosy (wodnego), ponieważ zagrożenie korozyjne, choć nie tak duże jak podczas spalania paliw zasiarczonych, jest również znaczne.

Poprzez właściwe zaprojektowanie końcowej powierzchni ogrzewalnej, którą z reguły jest podgrzewacz powietrza, można obniżyć najniższą dopuszczalną temperaturę spalin wylotowych bez ryzyka wystąpienia opisanych wyżej negatywnych zjawisk. Praca poświęcona jest prezentacji odpowiednich rozwiązań konstrukcyjnych dla podgrzewaczy powietrza typu rurowego.

2. Wpływ parametrów pracy na temperaturę ścianek rur

Rurowe podgrzewacze powietrza do kotłów wykonuje się najczęściej ze stali węglowych, ale istnieją również konstrukcje z rur odpornych na korozję: żeliwnych, aluminiowych, szklanych oraz z tworzyw sztucznych. Są to na ogół wymienniki o prądzie krzyżowym, w których najniższa temperatura ścianki występuje w miejscu, gdzie temperatury czynników wynoszą t_{sw}^{min} i t_{pow1} , tzn. na końcowych odcinkach przepływu spalin w pobliżu miejsca doprowadzenia powietrza. Temperaturę ścianki w tym miejscu (przy założeniu pomijalnie małego oporu przepływu ciepła przez ściankę) określa zależność:

$$t_{sc}^{min} = \frac{\alpha_s t_{sw}^{min} + \alpha_{pow} t_{pow1}}{\alpha_s + \alpha_{pow}} \quad (1)$$

gdzie: α_s - lokalny współczynnik wnikania ciepła od spalin, $W/(m^2K)$,

α_{pow} - lokalny współczynnik wnikania ciepła do powietrza, $W/(m^2K)$.

Lokalne wartości współczynników wnikania ciepła można w przybliżeniu określić prowadząc obliczenia dla spalin o temperaturze t_{sw}^{min} i powietrza o temperaturze t_{pow1} .

Temperatura spalin wylotowych jest w kotłach z reguły mierzona w jednym punkcie. Tylko w przypadku większej liczby kanałów wylotowych pojedyncze czujniki temperatury umieszczone są w każdym z nich. W rezultacie brak jest informacji o rozrzutach t_{sw} w przekroju kanału, będących konsekwencją nierównomierności temperatur w podgrzewaczu. Przed dokonaniem modernizacji konieczne jest przeprowadzenie pomiarów siatkowych t_{sw} dla określenia miejscowych minimalnych wartości tej temperatury w różnych warunkach eksploatacji. W przypadku projektowania nowego kotła trzeba oprzeć się na pomiarach przeprowadzonych dla podgrzewaczy o zbliżonej konstrukcji. Można też posłużyć się metodami modelowania

matematycznego z uwzględnieniem nierównomierności rozkładu temperatury spalin napływających na podgrzewacz.

W wyniku pomiarów siatkowych otrzymuje się najniższą wartość temperatury spalin wylotowych t_{sw}^{min} oraz informację na temat różnicy między najniższą i mierzoną przyrządami ruchowymi wartością t_{sw} :

$$\Delta t_1 = t_{sw} - t_{sw}^{min} \quad (2)$$

Wyznaczona w oparciu o wzór (1) zależność do obliczania dopuszczalnej najniższej (lokalnej) temperatury spalin wylotowych za rekuperacyjnym podgrzewaczem powietrza ma postać:

$$t_{swdop}^{min} = \frac{(\alpha_s + \alpha_{pow}) t_{scdop}^{min} - \alpha_{pow} t_{pow1}}{\alpha_s} \quad (3)$$

gdzie najniższą dopuszczalną temperaturę ścianki t_{scdop}^{min} wyznacza się ze wzoru:

$$t_{scdop}^{min} = t_r + \Delta t_b \quad (4)$$

gdzie Δt_b - założona dla bezpieczeństwa nadwyżka temperatury ponad punkt rosy uwzględniająca możliwe jego wahania, K.

W rezultacie dopuszczalną najniższą wartość wykazywanej pomiarami ruchowymi temperatury spalin w kanale za podgrzewaczem można wyznaczyć z zależności

$$t_{swdop} = t_{swdop}^{min} + \Delta t_1 \quad (5)$$

uwzględniającej, że temperatura spalin wylotowych może lokalnie spadać do poziomu o Δt_1 niższego od wartości wykazanej pomiarem.

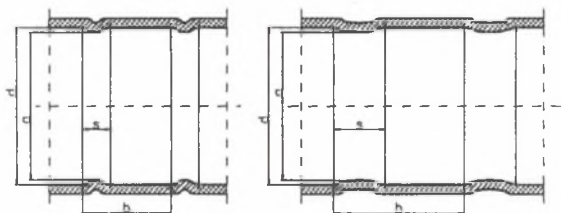
Minimalne dopuszczalne wartości temperatury spalin wylotowych są ściśle związane z temperaturą powietrza na dolocie do podgrzewacza. Oczywiście, im wyższa jest temperatura powietrza przed podgrzewaczem, tym bardziej można (bez ryzyka przekroczenia punktu rosy)

obniżać temperaturę spalin za kotłem. Jednak podnoszenie dolotowej temperatury powietrza prowadzi do wzrostu straty wylotowej i pogorszenia sprawności kotła.

3. Wpływ rozwiązań konstrukcyjnych podgrzewaczy na dopuszczalną temperaturę spalin wylotowych

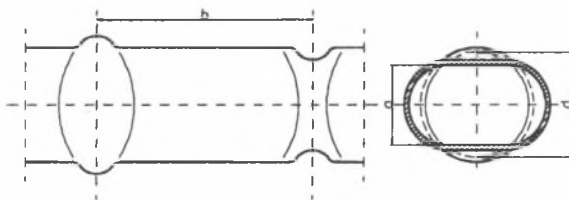
Budowane są zarówno podgrzewacze, w których wewnątrz rur płyną spaliny, jak i takie, w których w rurach płynie powietrze. Powierzchnia ogrzewalna może też być wykonywana z rur o różnej postaci geometrycznej i wynikającej z tego różnej temperaturze ścianki przy tych samych wartościach temperatur t_{sw} i t_{powl} . Zgodnie ze wzorem (1) minimalna temperatura ścianki jest bliższa temperaturze tego z czynników, dla którego współczynnik wnikania ciepła jest większy. Stąd korzystniejsze z uwagi na korozję są układy o zintensyfikowanym wnikaniu ciepła od strony spalin. Dla układów z przepływem spalin wewnątrz rur w grę wchodzi następujące możliwości:

- rury ze zwężeniami pierścieniowymi [6],



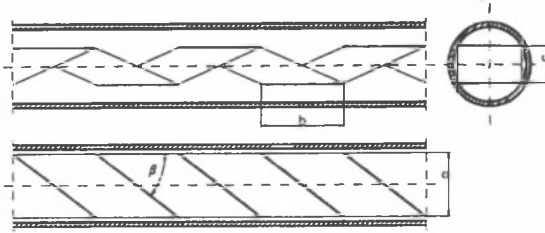
Rys.4. Rury ze zwężeniami pierścieniowymi
Fig. 4. Tubes with annular narrowings

- rury naprzemianlegle zgniatanie [7]



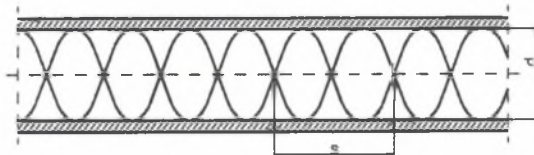
Rys.5. Rura naprzemianległa zgniatanie
Fig. 5. Alternately squeezed tubes

- rury z umieszczonymi wewnątrz wkładkami falistymi [8, 9]



Rys.6. Rura z wkładką turbulizującą
Fig. 6. Tubes with turbulator inserts

- rury z umieszczonymi wewnątrz wkładkami śrubowymi [10].



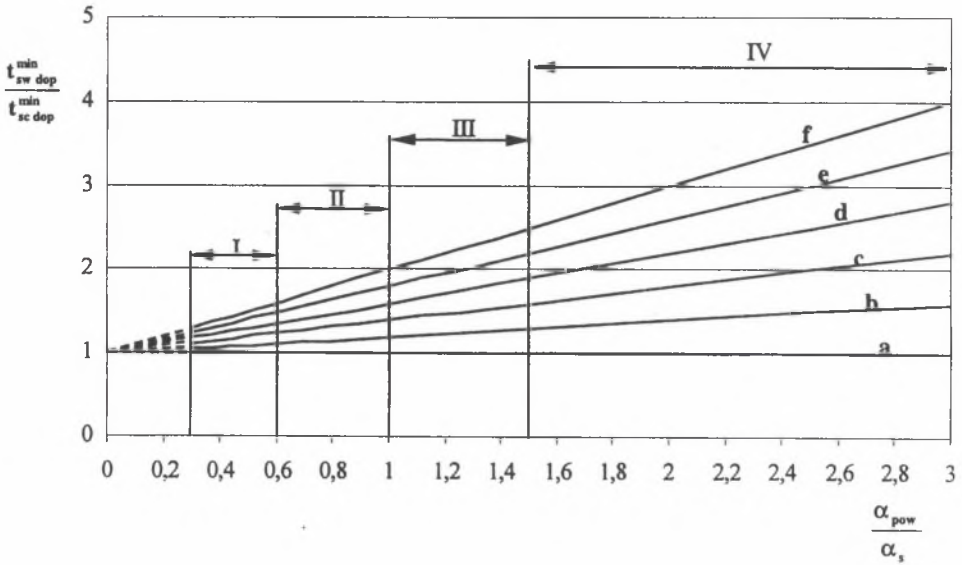
Rys.7. Rura z turbulizatorem śrubowym
Fig. 7. Tubes with twisted tape inserts

Szczegółowa ocena efektywności powyższych sposobów intensyfikacji wnikania ciepła w rurach dokonana została w pracy [11].

Układ, w którym spaliny opływają rury podgrzewacza poprzecznym strumieniem od strony zewnętrznej, jest z natury rzeczy korzystniejszy, jeżeli chodzi o poziom temperatur ścianek, ponieważ współczynnik wnikania ciepła od strony spalin jest wyraźnie większy od odpowiedniego współczynnika po stronie powietrznej (wzdłużne omywanie rur). Przy przepływie spalin wewnątrz rur stosuje się co prawda stosunkowo wysokie prędkości ich przepływu, ale nawet wówczas współczynnik wnikania ciepła do płynącego w poprzek rur powietrza jest wyższy. Zawsze korzystne jest też utrzymywanie możliwie wysokich prędkości spalin w ostatniej (wzdłuż drogi spalin) części podgrzewacza.

Dla określenia wpływu rozwiązań konstrukcyjnych podgrzewaczy na dopuszczalną temperaturę spalin wylotowych posłużono się wykresem - rys. 8 wykorzystującym wzór (3) po przekształceniu do postaci

$$\frac{t_{sw\ dop}^{min}}{t_{sc\ dop}^{min}} = 1 + \frac{\alpha_{pow}}{\alpha_s} \left(1 - \frac{t_{pow1}}{t_{sc\ dop}^{min}} \right) \quad (6)$$



Rys. 8. Wpływ parametrów konstrukcyjnych rurowego podgrzewacza powietrza na względną minimalną temperaturę spalin wylotowych: I - spaliny poprzecznie do rur, powietrze wewnątrz rur gładkich, II - spaliny poprzecznie do rur, zintensyfikowane wnikiwanie ciepła przy przepływie powietrza wewnątrz rur, III - powietrze poprzecznie do rur, zintensyfikowane wnikiwanie ciepła przy przepływie spalin wewnątrz rur, IV - powietrze poprzecznie do rur, spaliny wewnątrz rur gładkich

a - $x = \frac{t_{pow1}}{t_{sc\ dop}^{min}} = 1$; b - $x = 0,8$; c - $x = 0,6$; d - $x = 0,4$; e - $x = 0,2$; f - $x = 0$;

Fig. 8. The influence of tube type air preheater design on minimum relative flue gas temperature: I - flue gas across the tubes, air inside the tubes, II - flue gas across the tubes, improved heat transfer for air flow inside the tubes, III - air across the tubes, improved heat transfer for flue gas flow inside the tubes, IV - air across the tubes, flue gas flow inside ordinary tubes

Na rysunku zaznaczono orientacyjne zakresy parametrów dla podgrzewaczy rurowych o różnej konstrukcji. Z podanego wykresu wynikają następujące wnioski:

- w miarę obniżania się stosunku $x = t_{pow1} / t_{sc\ dop}^{min}$ rośnie wymagana minimalna temperatura spalin wylotowych,
- poprzez zmniejszenie na drodze konstrukcyjnej stosunku α_{pow} / α_s uzyskuje się układy, w których można dopuścić coraz niższe temperatury spalin wylotowych (coraz bardziej zbliżone do dopuszczalnej temperatury ścianki),

- najkorzystniejszy (z uwagi na niedopuszczenie do przekroczenia punktu rosy spalin) jest układ, w którym spaliny płyną poprzecznie do rur, zaś powietrze wewnątrz nich,
- w ostatnim (wzdłuż drogi spalin) segmencie podgrzewacza powietrza należy stosować możliwie niskie prędkości powietrza w rurach, aby uzyskać jak najmniejsze wartości stosunku α_{pow}/α_s ,
- chętnie stosowany układ, w którym spaliny płyną wewnątrz rur (IV - rys. 8) jest, z uwagi na dopuszczalne temperatury spalin wylotowych, rozwiązaniem najmniej korzystnym. Jeżeli taki układ jest narzucony przez inne kryteria (np. potrzebę zmniejszenia erozji popiołowej), to dobrze jest rozważyć zastosowanie końcowego stopnia podgrzewacza o odwróconym przepływie czynników (I - rys. 8),
- układy ze zintensyfikowaną wymianą ciepła wewnątrz rur, choć korzystniejsze w stosunku do układu IV, ustępują jednak podgrzewaczom z przepływem powietrza wewnątrz rur gładkich,
- zastosowanie omywanych poprzecznie spalinami pęczków rur ożebrowanych, chociaż pozwoliłoby jeszcze w pewnym (niewielkim) stopniu obniżyć wartość $t_{sw dop}^{min} / t_{sc dop}^{min}$, jest ze względów technicznych i ekonomicznych niecelowe.

LITERATURA

1. Kapitaniak A., Kapitaniak J., Deczyński S.: Problemy interpretacji i wyznaczania temperatury punktu rosy spalin kotłowych. VIII Konferencja Kotłowa'98 „Aktualne problemy budowy i eksploatacji kotłów”. Pol. Śląska, Instytut Maszyn i Urządzeń Energetycznych. Prace Naukowe, Monografie, Konferencje z.2, tom 2. Gliwice 1998.
2. Taschenbuch EVT. EVT Energie- und Verfahrenstechnik GmbH. Stuttgart 1986.
3. Lobscheid H.: Dampf. Babcock-Handbuch. Vulkan-Verlag. Essen 1965.
4. Pronobis M., Cwynar L., Czepelak J., Krupa M., Mroczek K.: Nowelizacja kryteriów doboru optymalnej temperatury spalin wylotowych w kotłach energetycznych. Projekt badawczy KBN nr rej.: 8 T10B 02109. Gliwice, grudzień 1997.

5. Wąsik J., Błaszczuk A.: Wpływ parametrów spalin za kotłem na skuteczność odpylania elektrofiltrów. Materiały Seminarium: Doświadczenia i perspektywy modernizacji kotłów energetycznych dla obniżenia emisji NO_x - technologie, automatyka procesu spalania. Szczyrk 1997.
6. Migaj W.K.: Umieszczenie gidraulicznego soprotywienia profilnych trub. *Tiepłenergetika* 12/1990.
7. Hobler T., Koziół K.: Badania oporu przepływu burzliwego w rurkach zgmatanych i ich przydatności dla wymiany ciepła, *Chemia Stosowana*, 3,169, 1959.
8. Migaj W.K., Bystrow P.G.: Primiennienie profilnych wstawok dla intensyfikacji luczistogo tieploobmienu w trubach, *Tiepłenergetika* 6/1988.
9. Pietrowski J.W., Fastowski W.G.: Współczesne wysokosprawne wymienniki ciepła, WNT Warszawa, 1964.
10. Watanabe K., Taira T., Mori Y.: Heat Transfer Augmentation in Tubular Flow by Twisted Tapes at High Temperatures and Optimum Performance, *Heat Transfer-Japanese Research*, Vol.12, No. 3, 1984.
11. Pronobis M.: A Comparison of Methods to Improve the Heat Transfer at the Inner Walls of Tubes, *VGB Kraftwerkstechnik* 74, No.2, 1994.

Oznaczenia

- t - temperatura, °C,
 t_r - kwasowy punkt rosy spalin, °C,
 t_{wr} - wodny punkt rosy spalin, °C,
 Δt_b - założona dla bezpieczeństwa nadwyżka temperatury ponad punkt rosy uwzględniająca możliwe jego wahania, K,
 Δt_i - różnica między najniższą temperaturą spalin wylotowych a wartością mierzoną w kotle, K,
 α_s - lokalny współczynnik wnikanie ciepła od spalin, $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$,
 α_{pow} - lokalny współczynnik wnikanie ciepła do powietrza, $\text{W}/(\text{m}^2\text{K})$.

Indeksy

- t_{dop}^{min} - najniższa dopuszczalna wartość z uwagi na punkt rosy,
 α_{pow} - dla powietrza,
 α_{pow1} - dla powietrza na dopływie do podgrzewacza,
 α_s - dla spalin,
 α_{sw} - dla spalin wylotowych,
 α_{sc} - dla ścianki rury.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Jan Talar

Abstract

The paper presents the influence of the tube type air preheater operating parameters and design configuration on flue gas outlet temperature. The lowermost and still acceptable flue gas outlet temperature strictly depends of air inlet temperature. As a rule, the higher inlet temperature of air, the lower flue gases temperature without any risk of corrosion. On the other hand this rule leads directly to drop in boiler efficiency. Presented analysis leads to the following general conclusions:

- when lowering $x = t_{pow1} / t_{sc}^{min}$ ratio as it is shown in Fig. 8 increases value of acceptable flue gas outlet temperature
- lowering of α_{pow} / α_s ratio by constructional meanings e.g. by air velocity reduction, allows to reduce flue gas temperature
- the most preventing to the corrosion hazard seems to be configuration of air preheater with air flow inside its tubes and cross flow of the flue gas outside the tubes.