ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1989

Seria: ENERGETYKA z. 106 Nr kol. 998

Jan SZARGUT
Joachim KOZIOŁ
Eugeniusz MAJZA

Instytut Techniki Cieplnej
Politechniki Śląskiej

ZASADY POPRAWY EKSPLOATACJI PIECÓW GRZEJNYCH

Streszczenie. Zdefiniowano wskaźniki nieszczelności komory pieca oraz kanałów spalinowych i określono sposoby ich wyznaczania. Zdefiniowano wskaźnik pożądanego zmniejszenia nieszczelności. Przedstawiono wyniki badania stosunku nadmiaru powietrza w 143 piecach. Przez porównanie bilansów energii i wykorzystanie równań przepływu ciepła w rekuperatorze określono wskaźnik strat paliwa spowodowanych przez niewłaściwy stosunek nadmiaru powietrza i nadmierną nieszczelność komory pieca i kanałów spalinowych. Podano wyniki obliczeń dla kilku przykładowych pieców.

Dążąc do zmniejszenia zużycia paliwa w piecu grzejnym należy w pierwszej kolejności zrealizować przedsięwzięcia bezinwestycyjne. Istotne znaczenie ma stosowanie odpowiedniego nadmiaru powietrza do spalania oraz wyeliminowanie nadmiernych nieszczelności komory pieca i kanałów spalinowych.

Eksploatacja pieca przy nieodpowiednim nadmiarze powietrza do spalania prowadzi do obniżenia temperatury spalania w piecu, a tym samym do zmniejszenia intensywności przepływu ciepła od spalin do wsadu. Analogiczny wpływ na warunki przepływu ciepła w piecach ma zasysanie powietrza szkodliwego do komory pieca przez nieszczelności (okna wsadowe i wysadowe, wziernikі, szczeliny w obmurzu itp.). Przy zbyt wysokim poziomie ciśnienia w piecu następuje wybijanie spalin z pieca przez nieszczelności. Konsekwencją wybijania spalin jest zmniejszenie stopnia wykorzystania entalpii spalin w piecu. Negatywny wpływ nieszczelności kanału spalinowego i rekuperatorów na efekty eksploatacji pieca wynika z obniżenia temperatury spalin w rekuperatorze oraz ze zwiększenia oporu przepływu spalin w ciągu kominowym.

W celu skompensowania skutków niewłaściwej eksploatacji przy stałej wydajności pieca konieczne jest zużywanie nadmiernej ilości paliwa. Jak wykazały przeprowadzone badania, straty wynikające z niewłaściwej eksploatacji pieca w niektórych przypadkach stanowią 20% energii chemicznej spa-

lanego paliwa. Efekty energetyczne wynikające z ograniczenia tych strat są często większe od oszczędności możliwych do uzyskania w wyniku stosowania udoskonaleń inwestycyjnych, np. rekuperatorów.

1. KONTROLA NADMIARU POWIETRZA PRZY SPALANIU PALIWA

1.1. Technicznie uzasadnione wartości nadmiaru powietrza

Dla każdego rodzaju paliwa i dla każdej konstrukcji palnika można dobrać optymalny stosunek nadmiaru powietrza do spalania λ. Z analizy wyników eksploatacji pieców przemysłowych wynika, że przy stosowaniu paliw gazowych stosunek λ powinien wynosić 1,05-1,15. W niektórych piecach przeciwprądowych w ostatnich strefach stosuje się bezzgorzelinowe podgrzewanie wsadu. Polega ono na ograniczaniu nadmiaru powietrza w tych strefach do wartości 0,9-1,0. Należy w takich przypadkach zwiększyć stosunek λ w palnikach zainstalowanych w pozostałych strefach pieca. Wartości $\lambda < 1$ bywają również celowo stosowane w nieszczelnych piecach cechujących się znacznym zasysaniem powietrza szkodliwego. Taki sposób kompensowania strat wynikających z nieszczelności nie jest poprawny.

Ze względu na zmienność jakości paliwa oraz strumienia paliwa i powietrza niezbędne jest częste kontrolowanie stosunku λ. Wartość stosunku λ za palnikami można wyznaczyć znając strumień paliwa $\dot{P}$ oraz strumień powietrza $\dot{n}_A$ dopływającego do palników:

$$\lambda = \frac{\dot{n}_A}{\dot{P} n_{Amin}} \tag{1}$$

gdzie:

n_{Amin} - teoretyczne zapotrzebowanie powietrza do spalania.

Jeżeli znane są chwilowe wartości opałowe paliwa W_d, to można przeprowadzić przybliżoną ocenę teoretyczną zapotrzebowania powietrza do spalania za pomocą równania korelacyjnego:

$$n_{Amin} = a + bW_d \tag{2}$$

gdzie:

a, b - współczynniki empiryczne zależne od rodzaju paliwa,

W_d - wartość opałowa paliwa wyrażona w MJ/kmol.

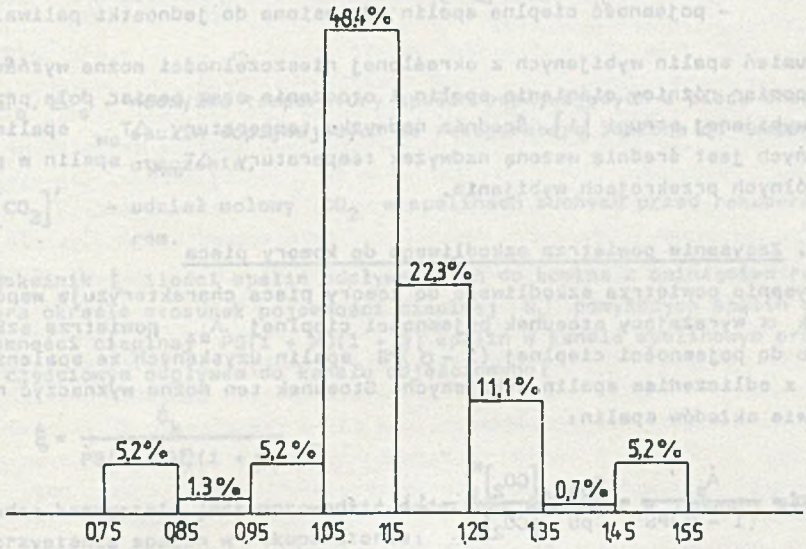
Tablica 1

Wartości współczynników służących do wyznaczania teoretycznego zapotrzebowania powietrza do spalania

Rodzaj paliwa	a	b . 10^2
Gaz wielkopiecowy	- 0,043	0,863
Gaz mieszany (wielkopiecowy + koksowniczy)	- 0,335	1,163
Gaz mieszany (wielkopiecowy + ziemny zaazotowany)	- 0,138	1,167
Gaz koksowniczy	- 1,262	1,396
Gaz ziemny zaazotowany	1,037	0,924
Gaz ziemny wysokometanowy	0	1,186

1.2. Ocena statystyczna rozkładu zmierzonych stosunków nadmiaru powietrza

Na podstawie informacji dotyczących eksploatacji 143 pieców grzejnych wyznaczono histogram wartości stosunków nadmiaru powietrza do spalania (rys. 1). Jedynie w 70 piecach (48,9%) stwierdzono wartości technicznie uzasadnione. Dla 6 pieców (11,2%) pieców wartości λ były za mało, zaś dla 57 pieców (39,9%) pieców za duże.



Rys. 1. Histogram rozkładu stosunku nadmiaru powietrza do spalania

Fig. 1. Histogram of the distribution of combustion air ratio

Stosowanie technicznie nieuzasadnionych stosunków nadmiaru powietrza do spalania najczęściej wynika z następujących przyczyn:

- brak możliwości kontroli zmienności jakości paliwa,
- niesprawne przyrządy pomiarowe,
- niski poziom obsługi pieców.

2. WSKAŹNIKI NIESZCZELNOŚCI PIECA, KANAŁU SPALINOWEGO I REKUPERATORA

2.1. Wybijanie spalin

Wybijanie spalin z pieca można ocenić za pomocą wskaźnika σ wybijania spalin oraz średniej nadwyżki temperatury ΔT_{sw} tych spalin liczonej od temperatury otoczenia.

Wskaźnik σ jest stosunkiem pojemności cieplnej spalin wybijanych do pojemności spalin uzyskanych ze spalenia paliwa w palnikach:

$$\sigma = \frac{\sum_k \dot{n}_{sk} c_{pk}}{\dot{P}S} \tag{3}$$

gdzie:

$\dot{n}_{sk}$, c_{pk} - strumień i średnia molowa pojemność cieplna właściwa spalin wybijanych z k-tej nieszczelności,

S - pojemność cieplna spalin odniesiona do jednostki paliwa.

Strumień spalin wybijanych z określonej nieszczelności można wyznaczyć przez pomiar różnicy ciśnienia spalin i otoczenia oraz pomiar pola przekroju wybijanej strugi [1]. Średnia nadwyżka temperatury ΔT_{sw} spalin wybijanych jest średnią ważoną nadwyżek temperatury ΔT_{swk} spalin w poszczególnych przekrojach wybijania.

2.2. Zasysanie powietrza szkodliwego do komory pieca

Zasysanie powietrza szkodliwego do komory pieca charakteryzuje współczynnik α wyrażający stosunek pojemności cieplnej $\dot{A}_{sz}$ powietrza szkodliwego do pojemności cieplnej $(1-\sigma)\dot{P}S$ spalin uzyskanych ze spalenia paliwa z odliczeniem spalin wybijanych. Stosunek ten można wyznaczyć na podstawie składów spalin:

$$\alpha = \frac{\dot{A}_{sz}}{(1-\sigma)\dot{P}S} = \frac{c_{pA}}{c_{pS}} \left(\frac{[CO_2]^*_p}{[CO_2]_s} - 1 \right) \tag{4}$$

gdzie:

$[CO_2]^*_p$, $[CO_2]_s$ - udział molowy CO_2 w spalinach suchych występujący za palnikami w przypadku zupełnego i całkowitego spalania paliwa oraz w spalinach odpływających z komory pieca,

c_{pA}, c_{pS} - pojemność cieplna właściwa powietrza i spalin wilgotnych.

W obliczeniach przedstawionych w dalszej części opracowania wybijanie spalin oraz zasysanie powietrza szkodliwego do komory pieca charakteryzuje się jednym łącznym wskaźnikiem $\varkappa$ wynikającym z zależności:

$$1 + \varkappa = (1 - \sigma)(1 + \alpha) \tag{5}$$

2.3. Nieszczelności kanału spalinowego i rekuperatora

Wskaźnik β zasysania powietrza szkodliwego do kanału spalinowego określa się jako stosunek pojemności cieplnej $\dot{A}_k$ powietrza szkodliwego wnikającego do spalin do pojemności cieplnej $\dot{P}S(1 + \varkappa)$ spalin odpływających z pieca. Wartość β można określić z bilansu energii odcinka kanału spalinowego zawartego między piecem i rekuperatorem lub z bilansu substancji CO_2. Uzyskuje się wtedy zależności:

$$\beta = \frac{\dot{A}_k}{\dot{P}S(1 + \varkappa)} = \frac{\Delta T_s}{\Delta T'_s} - 1 = \frac{c_{pA}}{c_{pS}} \left(\frac{[CO_2]_s}{[CO_2]'} - 1\right) \tag{6}$$

gdzie:

ΔT_s, $\Delta T'_s$ - nadwyżka temperatury spalin odpływających z pieca oraz spalin dopływających do rekuperatora liczona od temperatury otoczenia,

$[CO_2]'$ - udział molowy CO_2 w spalinach suchych przed rekuperatorem.

Wskaźnik ξ ilości spalin odpływających do komina z ominięciem rekuperatora określa stosunek pojemności cieplnej $\dot{S}_k$ powyższych spalin do pojemności cieplnej $\dot{P}S(1 + \varkappa)(1 + \beta)$ spalin w kanale spalinowym przed ich częściowym odpływem do kanału objeściowego:

$$\xi = \frac{\dot{S}_k}{\dot{P}S(1 + \varkappa)(1 + \beta)} \tag{7}$$

Ponadto korzystnie jest wprowadzić dodatkowy wskaźnik φ nazwany stopniem wykorzystania spalin w rekuperatorze:

$$\varphi = (1 - \sigma)(1 + \alpha)(1 + \beta)(1 - \xi) \tag{8}$$

Zużycie paliwa w piecu zależy m.in. od poziomu rekuperacyjnego podgrzania substratów procesu spalania w rekuperatorach. Istotny wpływ na podgrzanie czynników w rekuperatorze ma nieszczelność rekuperatora powietrza. Dla oceny wpływu tej nieszczelności na zużycie paliwa w piecu wprowadzono wskaźniki nieszczelności x i δ rekuperatora.

Wskaźnik x zdefiniowano jako stosunek strumienia powietrza $\Delta\dot{n}_{Ar}$ przenikającego z rekuperatora do kanału spalinowego, do strumienia $\dot{n}_{Ar}$ doprowadzanego do rekuperatura:

$$x = \frac{\Delta\dot{n}_{Ar}}{\dot{n}_{Ar}} \tag{9}$$

Wskaźnik δ natomiast określa stosunek pojemności cieplnej $\Delta\dot{n}_{Ar}c_{pA}$ powietrza przenikającego z rekuperatora do spalin i pojemności cieplnej $\dot{P}S(1 + \varkappa)(1 + \beta)$ spalin dopływających do rekuperatora. Wartość wskaźnika może być określona na podstawie znajomości składów spalin przed i za rekuperatorem ze wzoru:

$$\delta = \frac{c_{pA}}{c_{pS}} \left(\frac{[CO_2]'}{[CO_2]''} - 1\right) \tag{10}$$

gdzie:

$[CO_2]''$ - udział CO_2 w spalinach suchych za rekuperatorem.

Związek między wskaźnikami nieszczelności x i δ wynika z bilansu energii rekuperatora powietrza:

$$x = \frac{\delta\Delta T_A}{(\Delta T_s' - \Delta T_s'') - \delta(\Delta T_s'' - \Delta T_A)} \tag{11}$$

gdzie:

ΔT_A - przyrost temperatury powietrza w rekuperaturze,

$\Delta T_s''$ - nadwyżka temperatury spalin odpływających z rekuperatoratora liczona od temperatury otoczenia.

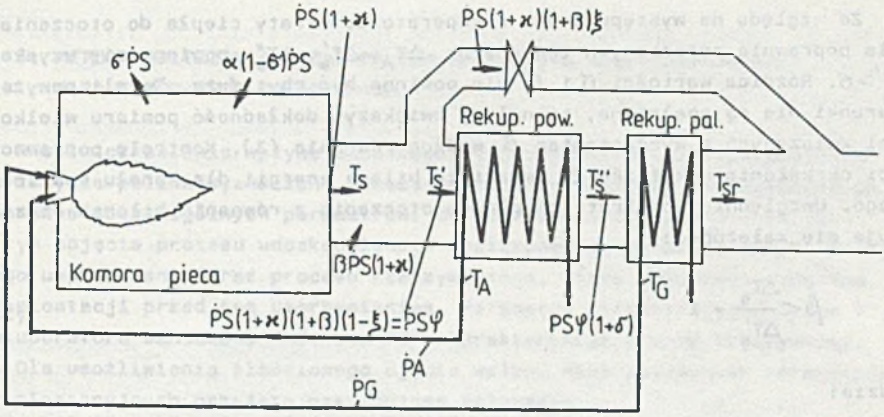
Między wskaźnikami nieszczelności rekuperatora oraz stopniem wykorzystania spalin w rekuperatorze występuje następująca zależność wynikająca z bilansu rekuperatora powietrza:

$$\delta = \frac{A}{\varphi S}\,\frac{x}{1 - x} \tag{12}$$

gdzie:

A - pojemność cieplna powietrza odniesiona do jednostki paliwa.

W celu lepszego zobrazowania znaczenia poszczególnych wskaźników nieszczelności na rys. 2 przedstawiono schemat bilansu substancji pieca, kanału spalinowego i rekuperatorów.



Rys. 2. Bilans substancji pieca, kanału spalinowego i rekuperatorów
Fig. 2. Material balance for the furnace, flue and recuperators

2.4. Kontrola poprawności wyznaczenia wskaźników nieszczelności

Wskaźniki α, β, δ wyznacza się na podstawie zawartości CO_2 w spalinach suchych w odpowiednich punktach pieca i kanału spalinowego. Pomiar składu spalin może być obarczony błędem. Wobec tego wyniki pomiaru mogą nie spełniać zależności wynikających z bilansów substancji. Dlatego przez obliczeniem wskaźników α, β, δ wskazane jest przeprowadzenie uzgodnienia składów spalin uzyskanych z pomiarów. Uzgadnia się składy spalin różniące się między sobą tylko na skutek przyssania powietrza szkodliwego i dlatego można do uzgodnienia wykorzystać wykresy kontrolne spalania, np. trójkąt Ostwalda [1]. Należy nakreślić wypośrodkowany przebieg prostej zupełnego spalania i na tę prostą przenieść po prostopadłej punkty wynikające z analizy spalin. Skorygowane składy spalin obarczone są zazwyczaj stosunkowo małymi błędami.

Wskaźnik σ określa się przez pomiar rozkładu ciśnienia manometrycznego w piecu wzdłuż wysokości poszczególnych nieszczelności oraz przez pomiar tych części przekrojów nieszczelności, w których występują dodatnie ciśnienia manometryczne. Wartości mierzonych różnic ciśnień są z reguły małe, jednak nawet przy niedużych błędach bezwzględnych pomiaru mogą one prowadzić do stosunkowo dużych błędów wartości σ. Jeżeli piec nie jest

wyposażony w kanał obejściowy, to poprawność wyznaczenia wartości wskaźnika σ można sprawdzić przez porównanie wartości wyznaczonej z równania (3) z wartością wynikającą z bilansu energii rekuperatora powietrza:

$$\sigma' = 1 - \frac{A}{(1+\alpha)(1+\beta)S} \frac{\Delta T_A}{\Delta T_s' - (1+\delta)\Delta T_s''} \tag{13}$$

Ze względu na występujące w rekuperatorze straty ciepła do otoczenia, dla poprawnie zmierzonych temperatur ΔT_A, $\Delta T_s'$, $\Delta T_s''$, powinno się uzyskać $\sigma' > \sigma$. Różnica wartości σ i σ' nie powinna być zbyt duża. Jeżeli powyższe warunki nie są spełnione, to należy zwiększyć dokładność pomiaru wielkości związanych z wyznaczeniem σ według równania (3). Kontrolę poprawności określenia wskaźnika β umożliwia bilans energii dla kanału spalinowego. Uwzględniając straty ciepła do otoczenia z równania bilansu otrzymuje się zależność:

$$\beta < \frac{\Delta T_s}{\Delta T_s'} - 1 \tag{14}$$

gdzie:

ΔT_s - nadwyżka temperatury spalin odpływających z pieca liczona od temperatury otoczenia.

Jeżeli przy poprawie przeprowadzonym pomiarze ΔT_s i $\Delta T_s'$ nierówność (14) nie jest spełniona, należy sądzić, że udziały CO_2 występujące w równaniach (4), (6) i (10) zostały błędnie określone. Przy spełnieniu nierówności (14) oraz dużej wartości różnicy jej prawej i lewej strony można przypuszczać, że do kanału spalinowego przedostaje się woda gruntowa.

Jeżeli piec jest wyposażony w zespół rekuperatorów powietrza i paliwa gazowego, to uzyskuje się dodatkowe równanie kontrolne, wynikające z bilansu energii rekuperatora paliwa. Umożliwia ono ocenę poprawności określenia stopnia φ wykorzystania spalin. Dla szczelnego rekuperatora paliwa, przy uwzględnieniu strat ciepła do otoczenia, powinna być spełniona zależność:

$$\varphi > \frac{G}{(1+\delta)S} \frac{\Delta T_G}{\Delta T_s'' - \Delta T_{sr}} \tag{15}$$

Jeżeli nierówność (15) nie jest spełniona lub gdy różnica lewej i prawej strony jest zbyt duża, należy zwiększyć dokładność pomiaru temperatur ΔT_A, ΔT_G, $\Delta T_s'$, $\Delta T_s''$ i ΔT_{sr}.

W zasadzie kontrolę poprawności pomiarów powinno się przeprowadzać metodami rachunku wyrównawczego [2], wykorzystując wszystkie stojące do dyspozycji równania bilansu substancji i energii. Wówczas korekta objęłaby równocześnie składy spalin, strumienie spalin wybijanych z pieca oraz wartości temperatury. Wykorzystanie metod rachunku wyrównawczego jest jednak dość żmudne.

3. METODA OBLICZANIA STRAT PALIWA NA WSKUTEK NIEPRAWIDŁOWYCH PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH

W celu określenia wpływu poszczególnych parametrów eksploatacyjnych na zużycie paliwa wyznaczono oszczędność paliwa możliwą do uzyskania po poprawie poszczególnych parametrów. Do rozważań wprowadzono w związku z tym pojęcie procesu udoskonalonego realizowanego po zastosowaniu kolejnego usprawnienia oraz procesu rzeczywistego, który odpowiada warunkom eksploatacji przed tym usprawnieniem. Parametry eksploatacyjne pieca i rekuperatora oznaczone indeksem "0" charakteryzują proces rzeczywisty.

Dla umożliwienia ilościowego ujęcia wpływu nieprawidłowych parametrów eksploatacyjnych przyjęto następujące założenia:

1) Użyteczna moc cieplna pieca oraz straty ciepła do otoczenia i wody chłodzącej są stałe.

2) Skład paliwa jest stały.

3) Spaliny odpływające z przestrzeni spalania nie zawierają składników palnych, zmiany zaś składu spalin wynikające z reakcji technologicznych są znikome.

4) Współczynnik wnikania ciepła między spalinami a wsadem ma wartość stałą.

5) Piec jest wyposażony w rekuperator powietrza i szczelny rekuperator gazowy, w którym współczynniki przenikania ciepła mają wartości stałe.

6) Ciepło tracone przez spaliny do otoczenia w kanale spalinowym między komorą pieca a rekuperatorem powietrza jest znikomo małe.

7) Temperatura wybijanych spalin jest stała.

3.1. Ocena wskaźników nieszczelności pieca i traktu spalin w procesie udoskonalonym

Poprawiony wskaźnik σ wybijania spalin z pieca określa się na podstawie optymistycznego założenia, że rozkład ciśnienia w piecu jest regulowany w sposób racjonalny i jest stały. Założenie stałego składu i stałej temperatury spalin wybijanych nie jest dokładne, ale upraszcza znacznie wzory i jest dopuszczalne ze względu na przybliżony charakter przeprowadzanych obliczeń.

Zmniejszenie strumienia wybijanych spalin sprowadza się do uszczelnienia pieca przez zmniejszenie przekroju swobodnego wypływu spalin. Wskaźnik σ oblicza się z równania:

$$\sigma = \varepsilon_\sigma \sigma_0 \frac{\dot{P}_0}{\dot{P}} \frac{S_0}{S} \tag{16}$$

gdzie ε_σ oznacza wskaźnik zmniejszenia pojemności cieplnej strumienia spalin wybijanych. Wskaźnik ε_σ szacuje się na podstawie możliwości zmniejszenia nieszczelności komory pieca.

Poprawiony wskaźnik α zasysania powietrza szkodliwego do komory pieca wyznacza się na podstawie tych samych założeń co przy wyznaczaniu wskaźnika σ. Stąd:

$$\alpha = \varepsilon_\alpha \alpha_0 \frac{1 - \sigma_0}{1 - \sigma} \frac{\dot{P}_0}{\dot{P}} \frac{S_0}{S} \tag{17}$$

gdzie: ε_α oznacza wskaźnik zmniejszenia pojemności cieplnej zasysanego szkodliwego powietrza. Wskaźnik ε_σ podobnie jak ε_σ szacuje się na podstawie możliwości zmniejszenia nieszczelności komory pieca.

Poprawiony wskaźnik β nieszczelności kanałów spalinowych oblicza się podobnie jak wskaźnik α z równania:

$$\beta = \varepsilon_\beta \beta_0 \frac{1 + \varkappa_0}{1 + \varkappa} \frac{\dot{P}_0}{\dot{P}} \frac{S_0}{S} \tag{18}$$

gdzie ε_β oznacza wskaźnik zmniejszenia pojemności cieplnej szkodliwego powietrza wnikającego do kanałów spalinowych.

Wskaźnik ξ ucieczki spalin kanałem obejściowym powinien być równy zeru, co jest równoznaczne z zamurowaniem kanału obejściowego.

Dla oceny stopnia ograniczenia nieszczelności rekuperatora wprowadzono wskaźnik:

$$x = \varepsilon_x x_0 \frac{\dot{P}_0}{\dot{P}} \frac{\lambda_0}{\lambda} \tag{19}$$

przy czym wskaźnik ε_x szacuje się na podstawie możliwości zmniejszenia ucieczki powietrza do kanałów spalinowych.

Wskaźnik δ nieszczelności rekuperatora powietrza wyznacza się z równania (12).

3.2. Wskaźnik strat paliwa

Straty paliwa występujące w procesach rzeczywistych w odniesieniu do zużycia w procesie udoskonalonym określono przez porównanie bilansów

energii obu procesów. Stosunek strumieni traconego paliwa do zużycia występującego w procesie udoskonalonym nazwano wskaźnikiem strat paliwa:

$$\zeta = \frac{\Delta\dot{P}}{\dot{P}} = \frac{\dot{P}_0 - \dot{P}}{\dot{P}} \tag{20}$$

gdzie:

$\dot{P}$, $\dot{P}_0$ - zużycie paliwa w procesie udoskonalonym oraz w procesie rzeczywistym,

$\Delta\dot{P}$ - strata paliwa.

Jeżeli znane jest zużycie paliwa w procesie rzeczywistym, to stratę paliwa można określić wzorem:

$$\Delta\dot{P} = \frac{\zeta}{1+\zeta}\dot{P}_0 \tag{21}$$

3.3. Wykorzystanie bilansów energii

Bilans energii dla procesu udoskonalonego w komorze grzejnej pieca oraz dla procesu rzeczywistego prowadzi do równań:

$$\dot{P}(W_d + q_r) = \dot{Q}_{uż} + \dot{Q}_{ow} + \dot{P}S\sigma\Delta T_{sw} + (1-\sigma)(1+\alpha)\dot{P}S\Delta T_s \tag{22}$$

$$\dot{P}_0(W_d + q_{r0}) = \dot{Q}_{uż} + \dot{Q}_{ow} + \dot{P}_0 S\sigma_0\Delta T_{sw} + (1-\sigma_0)(1+\alpha_0)\dot{P}_0 S_0\Delta T_{s0} \tag{23}$$

3.4. Wpływ parametrów eksploatacyjnych na temperaturę spalin i ciepło rekuperacji

Wpływ parametrów eksploatacyjnych, będących przedmiotem rozważań, na temperaturę spalin odpływających z komory pieca można określić z równania:

$$\Delta T_s = \Delta T_{s0} - (\chi - 1)\left(\frac{W_d + q_r}{S} - \frac{W_d + q_{r0}}{S_0}\right) \tag{24}$$

gdzie:

χ - charakterystyczna dla danego pieca liczba rozkładu temperatury.

Równanie przepływu ciepła w rekuperatorze powietrza można ująć za pomocą średniej logarytmicznej różnicy temperatur:

$$\dot{P}_0 q_{rA0} = F_{rA} k_{rA} \frac{\Delta T'_{s0} - \Delta T_{A0} - \Delta T''_{s0}}{\ln \frac{\Delta T'_{s0} - \Delta T_{A0}}{\Delta T''_{s0}}} \tag{25}$$

$$\dot{P} q_{rA} = F_{rA} k_{rA} \frac{\Delta T'_{s} - \Delta T_{A} - \Delta T''_{s}}{\ln \frac{\Delta T'_{s} - \Delta T_{A}}{\Delta T''_{s}}} \tag{26}$$

gdzie:

q_{rA} - ilość ciepła przekazana w rekuperatorze powietrza odniesiona do jednostki paliwa,

$F_{rA} k_{rA}$ - iloczyn pola powierzchni przepływu ciepła w rekuperatorze powietrza.

Równanie przepływu ciepła w rekuperatorze paliwa gazowego ma odpowiednio postać:

$$\dot{P}_0 q_{rG0} = F_{rG} k_{rG} \frac{\Delta T''_{s0} - \Delta T_{G0} - \Delta T_{sr0}}{\ln \frac{\Delta T''_{s0} - \Delta T_{G0}}{\Delta T_{sr0}}} \tag{27}$$

$$\dot{P} q_{rG} = F_{rG} k_{rG} \frac{\Delta T''_{s} - \Delta T_{G} - \Delta T_{sr}}{\ln \frac{\Delta T''_{s} - \Delta T_{G}}{\Delta T_{sr}}} \tag{28}$$

Ponadto należy wykorzystać bilanse energii dla rekuperatora:

- powietrza

$$q_{rA0} = \varphi_0 S_0 \left[\Delta T'_{s0} - (1 + \delta_0)\Delta T''_{s0}\right] \tag{29}$$

$$q_{rA} = \varphi S \left[\Delta T'_{s} - (1 + \delta)\Delta T''_{s}\right] \tag{30}$$

- paliwa gazowego

$$q_{rG0} = \varphi_0 S_0 (1 + \delta_0)(\Delta T''_{s0} - \Delta T_{sr0}) \tag{31}$$

$$q_{rG} = \varphi S (1 + \delta)(\Delta T''_{s} - \Delta T_{sr}) \tag{32}$$

W dalszych obliczeniach wykorzystano następujące zależności:

$$\Delta T_A = q_{rA}/A; \quad \Delta T_G = q_{rG}/G \tag{33}$$

$$\Delta T_s' = \Delta T_s/(1 + \beta) \tag{34}$$

3.5. Metoda obliczeń

Ze wzorów (22)-(34) otrzymuje się układ dwóch równań nieliniowych. Do rozwiązania tego zagadnienia opracowano program w języku PASCAL. W obliczeniach wykorzystano metodę prób. W pierwszej kolejności należy założyć wartość $\dot{P}_0/\dot{P}$, ponieważ wskaźniki σ, α, β oraz δ są zależne od strumienia $\dot{P}$. Po obliczeniu metodą prób wartości q_{rA} oraz q_{rG} można obliczyć wartość $\dot{P}_0/\dot{P}$, którą należy porównać z wartością założoną. Jeżeli wartości te różnią się nieznacznie, to obliczenia można zakończyć. W przeciwnym przypadku należy założyć nową wartość $\dot{P}_0/\dot{P}$ i powtórzyć obliczenia. Wskaźnik ζ strat paliwa wyznacza się ze wzoru (20).

Jeżeli przedmiotem rozważań jest analiza cząstkowa polegająca na ocenie strat paliwa spowodowanych przez jeden z rozpatrywanych parametrów eksploatacyjnych, to w równaniach (16)-(19) należy podstawić za $\varepsilon_\sigma, \ldots, \varepsilon_x$ odpowiednio wartość równą 1.

Wskaźnik ξ ucieczki spalin kanałem obejściowym, dla analiz cząstkowych, wynika z równania:

$$\xi = \frac{\varphi_0 \xi_0}{(1 + \varkappa)(1 + \beta)(1 - \xi_0)} \frac{\dot{P}_0}{\dot{P}} \frac{S_0}{S} \tag{35}$$

Jeżeli przedmiotem rozważań jest analiza cząstkowa obejmująca straty paliwa spowodowane ucieczką spalin kanałem obejściowym, to w obliczeniach należy podstawić dla procesu udoskonalonego $\xi = 0$.

4. PRZYKŁADOWE WARTOŚCI WSKAŹNIKÓW ORAZ ODPOWIADAJĄCE IM REZERWY W ZUŻYCIU PALIWA

Wykorzystując wyniki pomiarów przeprowadzonych dla 6 pieców grzejnych określono wskaźniki nieszczelności, obliczono wskaźnik strat paliwa ζ. Wyniki pomiarów i dane do obliczeń dla wybranego pieca grzejnego zebrano w tablicy 2, zaś w tablicy 3 zestawiono wyniki obliczeń. W tablicy 4 zestawiono wybrane parametry eksploatacyjne, wskaźniki nieszczelności oraz wyniki obliczeń dla 6 pieców grzejnych.

Tablica 2

Wykaz danych do obliczeń
Wydział: Walcowania średnia
Obiekt: Piec przepychowy

Lp.	Wielkość	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
1	Strumień paliwa	$\dot{P}$	kmol/h	120,4
2	Strumień powietrza	$\dot{n}_A$	kmol/h	460,7
3	Wartość opałowa paliwa	W_d	kJ/kmol	217 835
4	Temperatura spalin na wylocie z pieca	t_{s0}	°C	770
5	Temperatura spalin przed rekuperatorem powietrza	t'_{s0}	°C	720
6	Temperatura spalin między rekuperatorami	t''_{s0}	°C	330
7	Temperatura spalin za rekuperatorem gazu	t_{sr0}	°C	290
8	Temperatura powietrza podgrzanego	t_{A0}	°C	360
9	Temperatura gazu podgrzanego	t_{G0}	°C	190
10	Temperatura otoczenia	t_{ot}	°C	30
11	Wskaźniki			
	- wybijania spalin z pieca	σ_0	-	0,3
	- zasysania powietrza szkodliwego do pieca	α_0	-	0,007
	- zasysania powietrza do kanału spalinowego	β_0	-	0,045
	- nieszczelności rekuperatora	δ_0	-	0,023
	- rozkładu temperatury w piecu	χ	-	1,4
12	Temperatura spalin wybijanych	t_{sw}	°C	860
13	Stosunek nadmiaru powietrza	λ		1,67
14	Pojemności cieplne			
	- gazu	G	kJ/(kmol K)	860
	- spalin przy λ_0	S_0	kJ/(kmol K)	159,0
	- powietrza przy λ_0	A_0	kJ/(kmol K)	109,5
	- powietrza przy $\lambda = 1,1$	A	kJ/(kmol K)	72,1
	- spalin przy $\lambda = 1,1$	S	kJ/(kmol K)	117,6
15	Wskaźniki zmniejszenia nieszczel.			
	- wybijanie spalin	ε_σ	-	0,8
	- zasysania powietrza do pieca	ε_α	-	0,9
	- zasysania powietrza do kanału spalin.	ε_β	-	0,9
	- ucieczki spalin kanałem obejściowym	ξ	-	0
	- nieszczelności rekuperatora	ε_x	-	0,9

Tablica 3

Wyniki obliczeń

Wydział: Walcownia Średnia

Obiekt: Piec przepychowy

Lp.	W i e l k o ś ć	Oznaczenie	Jednostka	Wartość
1	Stosunek nieszczelności rekuperatora	x_0	-	0,0194
2	Stopień wykorzystania spalin w rekuperaturze	φ_0	-	0,593
3	Wskaźnik ilości spalin odpływających z ominięciem rekuperatora	ξ_0	-	0,195
4	Stosunek zużycia paliwa w procesie rzeczywistym i udoskonalonym	$\frac{\dot{P}_0}{\dot{P}}$	-	1,215
5	Jednostkowe ciepło rekuperacji dla powietrza	q_{rA}	kJ/kmol	23 317
6	Jednostkowe ciepło rekuperacji dla gazu	q_{rG}	kJ/kmol	3 587
7	Temperatura podgrzania powietrza	t_A	^oC	353
8	Temperatura podgrzania gazu	t_G	^oC	142
9	Wskaźnik straty paliwa	ζ		0,215
10	Strata paliwa	$\dot{P}$	kmol/h	21,3

Tablica 4

Zestawienie parametrów eksploatacyjnych i wskaźników nieszczelności przykładowych pieców grzewczych

Wielkość		Jednostka	Nr badanego pieca grzewczego					
			1	2	3	4	5	6
Paliwo	Strumień $\dot{P}_0$	kmol/h	120,4	189,6	182,9	36,34	27,9	31,2
	Wartość opałowa W_d	kJ/kmol	217 835	216 781	208 446	794 139	397 360	404 600
	Temperatura t_G	°C	190	150	220	-	-	-
Powietrze	Strumień $\dot{n}_{A0}$	kmol/h	460,7	609,8	592	334,5	156,1	188,4
	Temperatura t_{A0}	°C	360	270	390	328	360	350
Spaliny	Temperatura t_{s0}	°C	770	880	950	773	630	700
	Temperatura t'_{s0}	°C	720	710	820	773	590	640
	Temperatura t''_{s0}	°C	330	380	370	375	330	340
	Temperatura t_{sr0}	°C	290	350	300	-	-	-
Wskaźnik nieszczelności	Stosunek nadmiaru λ_0	-	1,67	1,28	1,1	0,977	1,187	1,31
	Wybijanie spalin σ_0	-	0,3	0,5	0,3	0,458	0,25	0,29
	Wnikanie powietrza α_0	-	0,007	0,017	0,0095	0,352	0,484	0,428
	Wnikanie powietrza β_0	-	0,045	0,171	0,157	0	0,039	0,048
	Nieszczelność rekup. x_0	-	0,019	0,126	0,29	0,022	0,099	0,186
	Stopień wykorz.spalin φ_0	-	0,593	0,565	0,671	0,733	1,156	1,063
Wskaźniki zmniejszenia nieszczelności	Wybijanie spalin ε_σ	-	0,8	0,7	0,8	0,47	0,57	0,74
	Wnikanie powietrza ε_α	-	0,9	0,7	0,8	0,1	0,59	0,62
	Wnikanie powietrza ε_β	-	0,9	0,6	0,75	0	0,44	0,44
	Nieszczelność rekup. ε_x		0,9	0,75	0,5	0,8	0,7	0,7
Ocena rezerw	Wskaźnik strat paliwa ζ	-	0,215	0,13	0,06	0,06	0,167	0,123
	Strata paliwa $\Delta\dot{P}$	kmol/h	21,3	21,8	10,3	3,0	4,0	3,4
	Temp. podgrzania powietrza t_A	°C	353	308	437	336	367	378
	Temperatura podgrzania gazu t_G	°C	142	155	290	-	-	-

LITERATURA

[1] Szargut J., Kozioł J., Majza E.: Analiza możliwości zmniejszenia zużycia paliwa w piecach grzejnych. Gospodarka Paliwami i Energią 1984, nr 11-12, 1985, nr 1-6.

[2] Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.

УМЕНЬШЕНИЕ РАСХОДА ТОПЛИВА В НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПЕЧАХ ПУТЕМ УЛУЧШЕНИЯ УСЛОВИЙ ИХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Р е з ю м е

Определены показатели неплотности камеры печи и дымовых каналов а также описан метод их расчета. Определены показатели желательного уменьшения неплотностей. Представлены результаты исследований избытка воздуха в 143 печах. Методом сравнения тепловых балансов печей и использования уравнений теплопередачи в рекуператорах, определены показатель потерь топлива, вызванных неправильным избытком воздуха и чрезмерной неплотностью дымовых каналов. Даны результаты расчетов для примерных печей.

IMPROVEMENT RULES OF THE HEATING FURNACES EXPLOITATION

S u m m a r y

The indices of leaks of furnace chabmer and flue have been defined and the method of their determination has been presented. The indices of desired reduction of leaks have been introduced. The results of air excess investigation in 143 furnaces have been presented. By meaus of compatison of energy balances and using the transfer equations for the recuperator, the index of fuel losses has been determined for the incorrect air excess and for excessive leaks of the furnace chamber and flue. Results of calculations for some furnaces have been presented.