ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1972

Seria: Energetyka z. 45

Edward KOSTOWSKI
Instytut Techniki Cieplnej

PIEC WGŁĘBNY JAKO WYMIENNIK CIEPŁA

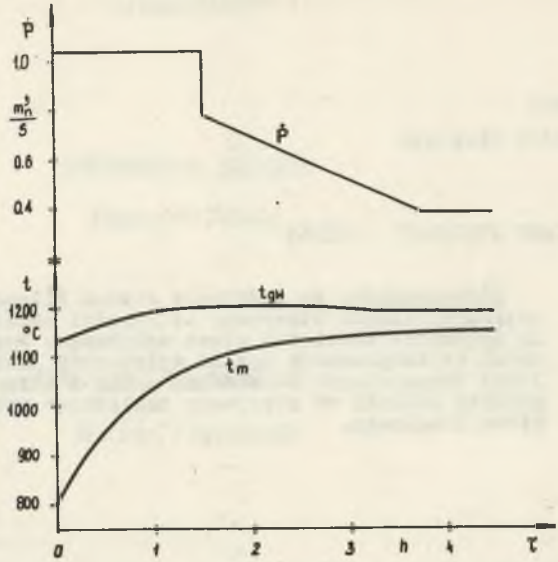
Streszczenie. Na podstawie równań bilansu energii i przepływu ciepła otrzymano zależności określające maksymalną sprawność termiczną pieca wgłębnego. Wyprowadzono zależności na temperaturę spalin wylotowych jako funkcję chwilowej temperatury powierzchni wsadu i strumienia spalanego paliwa. Związki te otrzymano analizując wprowadzony model pieca idealnego.

1. Wstęp

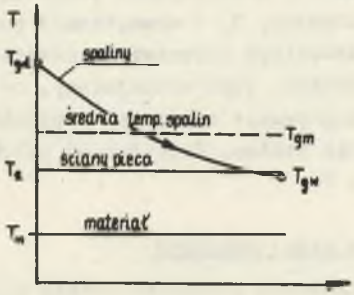
Nagrzewanie wsadu w piecu wgłębnym jest procesem nieustalonym. Podczas trwającego zwykle kilka godzin procesu temperatura nagrzewanych wlewków podnosi się od wartości początkowej T_{mp} do wymaganej temperatury podgrzania T_{mk} (ok. 1150 - 1200°C), równocześnie podnoszą się pozostałe temperatury: T_{gw} - spalin wylotowych, T_s - wewnętrznej powierzchni ścian pieca, T_{spal} - spalania itd. Natomiast strumień doprowadzanego paliwa, szczególnie w końcowej fazie procesu, jest zmniejszany, co pozwala na regulację temperatur w piecu, utrzymywanie założonej prędkości podgrzewania wsadu oraz zmniejszenie zużycia paliwa. Przykładowy przebieg wymienionych parametrów pokazano na rys. 1.

2. Temperatura spalin w piecu wgłębnym

Stosowane metody obliczania przepływu ciepła w piecach grzewczych, w których następuje równocześnie spalanie, opierają się na założeniu, że temperatura spalin w piecu jest wyrównana, taka sama jest temperatura spalin opuszczających piec, a jej wartość wynika z bilansu energii przepływu ciepła w układzie spaliny - ściany pieca - materiał [1, 2, 3, 4]. W rzeczywistości temperatura spalin zmienia się od temperatury spalania (T_{gd} = T_{spal}) do temperatury T_{gw} spalin na wylocie z pieca, przy czym temperatura T_{gw} jest niższa od średniej temperatury spalin w piecu (rys. 2). W skrajnym przypadku temperatura spalania może być równa temperaturze kalorycznej ($T_{spal\ max}$ = T_{kal}), zaś spaliny mogą schłodzić się do temperatury materiału T_m. Z tego punktu widzenia piec wgłębny można potraktować jako wymiennik ciepła, w którym przepływ ciepła jest ograniczony temperatu-



Rys. 1. Przykładowy przebieg zmian strumienia paliwa $\dot{P}$ i temperatur spalin wylotowych (t_{gw}) i wsadu (t_m) i podczas nagrzewania wlewków w piecu wgłębnym



Rys. 2. Poziom temperatur w piecu wgłębnym

rami T_{kal} i T_m. Aby otrzymać interesujące nas zależności, wprowadzono i przeanalizowano model pieca idealnego.

3. Model idealnego pieca wgłębnego

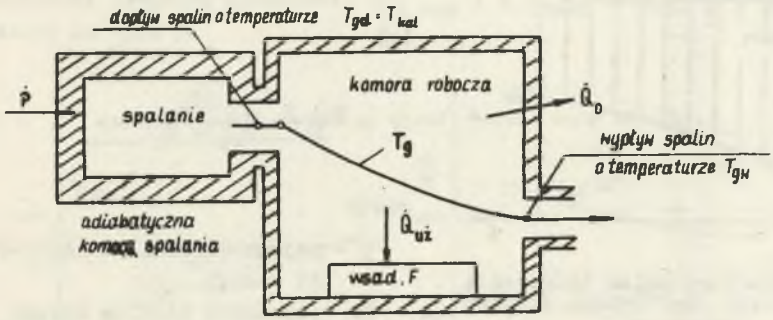
Pod tym pojęciem rozumie się taki piec, w którym:

a) do pieca dopływają spaliny o temperaturze kalorymetrycznej($T_{gd} = T_{kal}$),

b) spalanie jest zupełne i całkowite przy λ = idem,

c) spaliny przebywają w piecu nieskończenie długo, na skutek czego ochładzają się do temperatury wsadu,

d) temperatura nagrzewanego wsadu jest w każdej chwili wyrównania ($\lambda_m = \infty$),
e) nie występują straty ciepła do otoczenia,
f) ściany są adiabatyczne (ich pojemność cieplna jest równa 0),
g) nie ma wybijania spalin z pieca,
h) nie tworzy się zgorzelina,
i) własności fizyczne, w szczególności ciepło właściwe, są niezależne od temperatury.



Rys. 3. Schemat ideowy pieca z odrębną (adiabatyczną) komorą spalania

W pierwszym rzędzie, ze względu na prostotę, rozważano proces bez rekuperacji ciepła. Założenie (a) można zrealizować w ten sposób, że adiabatyczną komorę spalania umieszcza się poza piecem (rys. 3). Temperatura kalorymetryczna (uwzględniając założenie (b)) zależy od nadmiaru powietrza λ i od rekuperacji ciepła. W przypadku braku rekuperacji wynosi ona $T_{kal\ 0}$ i zależy od λ i paliwa. Jej wartość dla $\lambda = 1$ jest wielkością charakteryzującą dane paliwo, temperatura ta nosi również nazwę teoretycznej temperatury spalania. Rekuperacja ciepła powoduje podwyższenie temperatury kalorymetrycznej zgodnie z równaniem

$$T_{kal} = T_{kal\ 0} + \frac{q_r}{S}, \tag{1}$$

gdzie

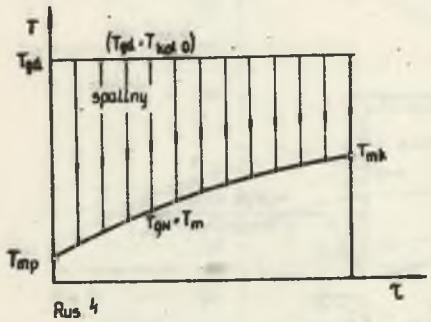
q_r - ciepło rekuperacji odniesione na jednostkę paliwa,

S - pojemność cieplna spalin powstałych z jednostkowej ilości paliwa.

Założenie (c) wymaga, aby strumień doprowadzanego paliwa i powstających spalin był bardzo mały. Można to zrealizować na dwa sposoby: doprowadzając stale nieskończenie mały strumień paliwa $\dot{P} \to 0$ (model ciągły) lub doprowadzając paliwo nieskończenie małymi porcjami dP co pewien czas $\Delta\tau$ (model porcjowy). Założenia (e, f, g, h) łącznie oznaczają, że w piecu poza paliwem nie ma dodatkowego źródła ciepła. Założenia (d, i) pozwalają uprościć zapis wielu równań.

4. Minimalne zużycie paliwa w procesie bez rekuperacji

Na rys. 4 przedstawiono przebieg zmian temperatur wsadu podczas nagrzewania w piecu idealnym. Przyjęto model porcjowy, w którym dla elementarnej porcji paliwa bilans energii ma postać



Rys. 4. Przebieg zmian temperatur wsadu podczas nagrzewania w piecu idealnym

$$S(T_{gd} - T_m)\,dP = (W + K)dT_m \tag{2}$$

lub

$$dP = \frac{W + K}{S}\,\frac{dT_m}{T_{gd} - T_m}, \tag{2a}$$

gdzie

W – pojemność cieplna nagrzewanego wsadu,

K – pojemność cieplna spalin zawartych w komorze pieca.

Dla całego procesu nagrzewania zużycie paliwa wynosi

$$P = \int_{T_{mp}}^{T_{mk}} dP = \frac{W + K}{S} \ln \frac{T_{gd} - T_{mp}}{T_{gd} - T_{mk}}. \tag{3}$$

Ciepło użyteczne zużyte na podgrzanie wsadu wynosi

$$Q_{uż} = W(T_{mk} - T_{mp}) \tag{4}$$

energia chemiczna doprowadzona w paliwie

$$Q_{ch} = PW_d = PS(T_{kal\,0} - T_n), \tag{5}$$

gdzie

W_d – wartość opałowa paliwa,

T_n – temperatura, dla której określono W_d (zwykle $T_n = 298^oK \sim 25^oC$).

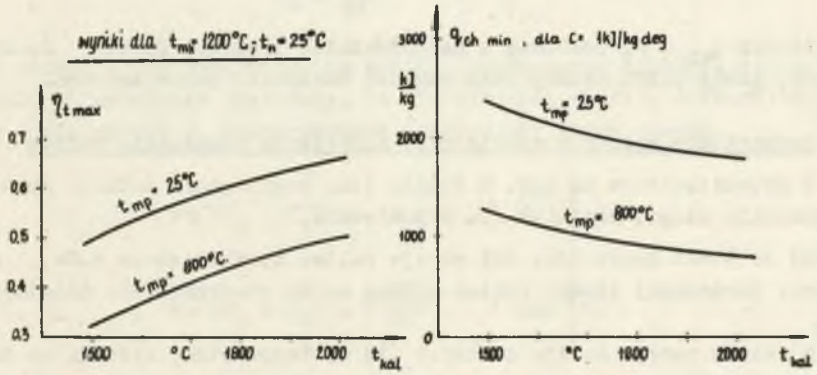
Sprawność termiczna, definiowana jako stosunek $Q_{uż}/Q_{ch}$, po uwzględnieniu, że $W \gg K$, może być wyrażona jako funkcja samych tylko temperatur. Dla $T_{gd} = T_{kal\,0}$ otrzymuje się wartość maksymalną dla procesu bez rekuperacji

$$\eta_{t\,max} = \frac{T_{mk} - T_{mp}}{(T_{kal\,0} - T_n) \ln \frac{T_{kal\,0} - T_{mp}}{T_{kal\,0} - T_{mk}}}. \tag{6}$$

Można również obliczyć minimalne zużycie energii chemicznej paliwa (tzw. wskaźnik zużycia ciepła)

$$q_{ch\ min} = \frac{c(T_{mk} - T_{mp})}{\eta_{t\ max}} = c(T_{kal\ 0} - T_n)\ \ln \frac{T_{kal\ 0} - T_{mp}}{T_{kal\ 0} - T_{mk}}. \qquad (7)$$

Przykładowy przebieg zależności $\eta_{t\ max}$ i $q_{ch\ min}$ od $T_{kal\ 0}$ i T_{mp} przedstawiono na rys. 5.



Rys. 5. Maksymalna sprawność termiczna i minimalny wskaźnik zużycia ciepła (charakter zależności od t_{kal} i t_{mp})

Ze wzorów (6) i (7) oraz rys. 5 wynika, że:

A. Dla paliwa o wyższej jakości sprawność termiczna jest wyższa, a więc zużycie energii chemicznej paliwa obniży się. Czynnikiem decydującym o jakości paliwa jest w tym przypadku temperatura kalorymetryczna a nie wartość opałowa, choć na ogół obie te wielkości idą w parze. Podobne skutki, poprzez wzrost T_{kal}, spowoduje rekuperacja ciepła lub obniżenie nadmiaru powietrza.

B. Przy podgrzewaniu wsadu zimnego (w porównaniu z gorącym) sprawność termiczna jest większa, w związku z czym zużycie energii chemicznej wzrasta mniej niż proporcjonalnie do przyrostu temperatury wsadu. Na przykład (rys. 5) przy podgrzewaniu wsadu od temperatury początkowej t_{mp} = = 25°C wsad pochłonie prawie 3-krotnie więcej ciepła niż wsad o t_{mp} = = 800°C (przy t_{mk} = 1200°C), ale zużycie paliwa wzrośnie tylko w przybliżeniu 2-krotnie.

Powyższe wnioski zachowują pod względem jakościowym swoje znaczenie również dla pieców rzeczywistych.

W praktyce hutniczej jednym z powszechnie używanych mierników pracy pieców grzejnych jest wskaźnik q_{ch} zużycia energii chemicznej paliwa na

jednostkę masy podgrzewanego wsadu (tzw. wskaźnik zużycia ciepła). Miernik ten ma ograniczone znaczenie porównawcze, gdyż zależy od takich czynników jak rodzaj paliwa, temperatury wsadu, stan rekuperacji itp. Wykorzystując powyżej wyznaczone wielkości (6) i (7) można by zaproponować bezwymiarowy wskaźnik porównawczy

$$q_p = \frac{q_{ch}}{q_{ch\ min}} = \frac{\eta_{t\ max}}{\eta_t}, \tag{8}$$

w których q_{ch} i η_t pochodzą z bezpośrednich pomiarów pieca. Świadectwem dobrej pracy pieca byłaby mała wartość wskaźnika porównawczego.

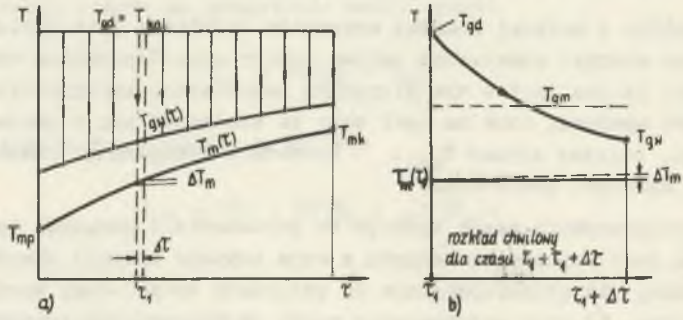
5. Temperatura wylotowa spalin przy skończonym strumieniu paliwa

W przedstawionym na rys. 4 modelu czas nagrzewania metalu jest nieskończenie długi, rzędu $\infty \cdot \infty$, ponieważ:

a) do pieca doprowadza się porcje paliwa nieskończenie małe, dostarczenie skończonej ilości paliwa wymaga zatem nieskończenie długiego czasu,

b) każda porcja spalin schładza się do temperatury metalu, co trwa nieskończenie długo.

Sensowny rezultat otrzyma się wówczas, gdy założy się skończone porcje paliwa i skończony czas $\Delta\tau$ przebywania spalin w piecu (rys. 6). Jako jed-



Rys. 6. Przebieg zmian temperatur wsadu i spalin wylotowych dla $t_{gd}=t_{kal}$ (a) oraz zmienność temperatur spalin i wsadu podczas przepływu spalin przez piec dla wybranego przedziału czasu (b)

nostkową porcję paliwa dogodnie jest przyjąć taką ilość, której po spaleniu odpowiada ilość spalin n_s mieszcząca się w piecu o danej objętości V_p, wynikająca z równania Clapeyrona

$$n_s = \frac{p\ V_p}{(MR)\ T_{gm}}. \tag{9}$$

Pojemność cieplna spalin zawartych w komorze pieca wynosi więc

$$K = n_s(Mc_p)_s. \tag{10}$$

Dla danego strumienia paliwa $\dot{P}$ i jednostkowej pojemności cieplnej spalin S spełnione są (punkt 5.3) relacje

$$\left.\begin{aligned} \dot{W}_s &= \dot{P}\,S \qquad \text{(a)} \\ \dot{W}_s &= \frac{K}{\Delta\tau} \qquad \text{(b)} \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

Jeżeli przyjmie się dodatkowo, że średni współczynnik wnikania ciepła α od spalin do materiału jest dany, to dla wybranej chwili, w której temperatura wsadu wynosi T_m można napisać następujący układ równań

$$\left.\begin{aligned} F\alpha(T_g - T_m) &= -K\frac{dT_g}{d\tau} \qquad \text{(a)} \\ F\alpha(T_g - T_m) &= W\frac{dT_m}{d\tau} \qquad \text{(b)} \end{aligned}\right\}, \tag{12}$$

gdzie

F – powierzchnia nagrzewanego wsadu,

Z równania (12a) oblicza się

$$T_g - T_m = -\frac{K}{F\alpha}T_g' \qquad \left(T_g' = \frac{dT_g}{d\tau}\right), \tag{12c}$$

skąd po zróżniczkowaniu

$$T_m' = T_g' + \frac{K}{F\alpha}T_g''. \tag{12d}$$

Zależności (12c, d) wprowadza się do (12b), co po uporządkowaniu daje równanie

$$T_g'' + F\alpha\left(\frac{1}{W} + \frac{1}{K}\right)T_g' = 0, \tag{13}$$

Równanie (13) rozwiązuje się dla przedziału czasu $\tau_1 = 0 \div \Delta\tau$ odpowiadającemu czasowi przepływu spalin przez piec.

Wykorzystując warunki początkowe (dla $\tau_1 = 0$)

$$T_g(0) = T_{gd}, \qquad T_g'(0) = -\frac{F\alpha}{K}(T_{gd} - T_m) \tag{14}$$

oraz wprowadzając zapis

$$A = F\alpha\left(\frac{1}{W} + \frac{1}{K}\right) \tag{15}$$

można rozwiązanie równania (13) zapisać w postaci

$$T_{gd} - T_g(\tau_1) = \frac{T_{gd} - T_m}{1 + K/W}\left(1 - e^{-A\tau_1}\right) \quad \text{dla} \quad \tau_1 = 0 \div \Delta\tau. \tag{16}$$

Dla $\tau_1 = \Delta\tau$ temperatura spalin, równa wylotowej, wynosi

$$T_{gw} = T_m + (T_{gd} - T_m)\frac{\exp(-A\Delta\tau)}{1 + K/W} \tag{17}$$

Stosunek K/W jest bardzo mały (praktycznie biorąc jest to wielkość rzędu 0,0005) dzięki czemu, wykorzystując (11b) można napisać

$$T_{gw} \cong T_m + (T_{gd} - T_m)\exp\left(-\frac{F\alpha}{\dot{W}_s}\right). \tag{18}$$

Równanie to pozwala obliczać temperaturę spalin u wylotu z pieca dla danych $\dot{P}$ i T_m (wielkości T_{gd} i α są zależne od tych parametrów). Przyrost temperatury wlewka w czasie $\Delta\tau$ wynika z bilansu energii

$$\Delta T_m = \frac{K}{W}(T_{gd} - T_{gw}) = \frac{\dot{W}_s\Delta\tau}{W}(T_{gd} - T_{gw}). \tag{19}$$

W praktyce $\Delta\tau$ wynosi kilka sekund, a odpowiadające mu przyrosty temperatury wlewka najwyżej kilka stopni.

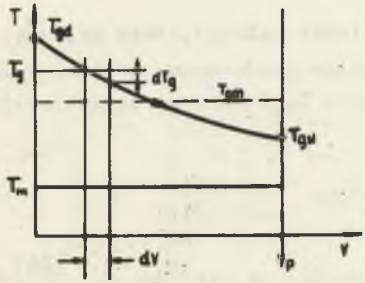
5.1. Równania dla modelu ciągłego

W odróżnieniu od modelu porcjowego zakłada się, że przez piec o objętości V_p przepływa strumień spalin o pojemności cieplnej $\dot{W}_s$, spaliny schładzają się od T_{gd} do T_{gw} (rys. 7). W momencie, w którym temperatura metalu wynosi T_m spełniony jest bilans energii

$$\dot{Q}_m = \dot{W}_s(T_{gd} - T_{gw}) = F\alpha(T_{gm} - T_m) = V_p\rho(T_{gm} - T_m), \tag{20}$$

gdzie β jest współczynnikiem oddawania ciepła od spalin do wsadu odniesionym na jednostkę objętości pieca

$$\beta = \frac{F\alpha}{V_p} \tag{21}$$



Rys. 7. Chwilowy rozkład temperatur w piecu (model ciągły)

Dla elementarnej objętości dV można napisać układ równań

$$\left.\begin{aligned} d\dot{Q} &= \beta(T_g - T_m)dV \quad &(a)\\ d\dot{Q} &= -\dot{W}_s\, dT_g \quad &(b)\end{aligned}\right\} \tag{22}$$

skąd

$$dV = -\frac{\dot{W}_s}{\beta}\frac{dT_g}{T_g - T_m} \tag{22c}$$

$$V = -\frac{\dot{W}_s}{\beta}\ln(T_g - T_m) + C. \tag{23}$$

Po wykorzystaniu warunków brzegowych

dla $V = 0$, $T_g = T_{gd}$; dla $V = V_p$, $T_g = T_{gw}$

równanie (23) przyjmie postać

$$V_p = \frac{\dot{W}_s}{\beta}\ln\frac{T_{gd} - T_m}{T_{gw} - T_m}, \tag{23a}$$

a wykorzystując (21) otrzymuje się po przekształceniu

$$T_{gw} = T_m + (T_{gd} - T_m)\exp\left(-\frac{F\alpha}{\dot{W}_s}\right), \tag{18}$$

a więc zależność wyprowadzoną wcześniej dla modelu porcjowego.

3.2. Czas $\Delta\tau$ przepływu spalin przez piec

W celu obliczenia czasu $\Delta\tau$ zakłada się izobaryczny przepływ spalin przez piec o objętości V_p dla chwilowo stałej temperatury wsadu. Z elementarnej ilości paliwa dP powstaje elementarna ilość spalin (wilgotnych)

$$dn_s = n_s'' \, dP \tag{24}$$

(n_s'' - ilość spalin powstająca z jednostkowej ilości paliwa), która zajmuje objętość dV określoną równaniem Clapeyrona

$$dV = \frac{(MR)T_g}{p} n_s'' \, dP. \tag{25}$$

Ponieważ

$$\dot{P} = \frac{dP}{d\tau}, \tag{26}$$

to

$$\frac{dV}{d\tau} = \frac{(MR)T_g}{p} n_s'' \, \dot{P} \tag{25a}$$

oraz

$$d\tau = \frac{p \, dV}{n_s'' \, (MR)\dot{P} \, T_g}. \tag{25b}$$

Stąd czas $\Delta\tau$ wynosi

$$\Delta\tau = \int_0^{V_p} d\tau = \frac{p}{n_s''(MR)\dot{P}} \int_0^{V_p} \frac{dV}{T_g}. \tag{26}$$

Jeżeli założy się, że rozkład temperatur w piecu jest opisany równaniem (23), to

$$\int_0^{V_p} \frac{dV}{T_g} = \int_0^{V_p} \frac{dV}{T_m + (T_{gd} - T_m)\exp(-\frac{\alpha V}{\dot{W}_s})} =$$

$$= \frac{V_p}{T_m}\left(1 - \frac{\dot{W}_s}{F\alpha} \ln \frac{T_{gd}}{T_{gw}}\right) = \frac{V_p}{T_{g\tau}}, \tag{27}$$

gdzie

$$T_{g\tau} = \frac{T_m}{1 - \frac{\dot{W}_s}{F\alpha} \ln \frac{T_{gd}}{T_{gw}}} \tag{28}$$

jest średnią temperaturą spalin w piecu liczoną ze względu na czas przepływu. Wykorzystując $T_{g\tau}$, można czas $\Delta\tau$ określić zależnością

$$\Delta\tau = \frac{p\ V_p}{n''_s (MR)\dot{P}\ T_{g\tau}} \tag{29}$$

Tak wyznaczony czas przepływu jest statystycznie biorąc średnim czasem przepływu przez piec dla pojedynczej cząstki spalin. Temperatura $T_{g\tau}$ różni się nieznacznie od wartości średniej wynikającej z równania przepływu ciepła, która dla tego samego rozkładu temperatur (23) wynika ze średniej różnicy logarytmicznej

$$T_{gm} = T_m + \frac{T_{gd} - T_{gw}}{\ln \frac{T_{gd} - T_m}{T_{gw} - T_m}} = T_m + \frac{\dot{W}_s}{F\alpha}(T_{gd} - T_{gw}) \tag{30}$$

Warto zwrócić uwagę na to, że przedstawiony na rys. 6b i 7 i określony równaniem (23) chwilowy przebieg temperatur jest taki sam jak w parowaczu, czyli równania dla pieca wgłębnego są takie same jak dla typowego wymiennika ciepła. Jedyna różnica polega na tym, że w miejsce współczynnika przenikania ciepła k jest współczynnik wnikania ciepła α, gdyż dla przyjętych założeń $k = \alpha$.

5.3. Pojemność cieplna K spalin zawartych w piecu

Wielkość ta, bez określenia temperatury T_{gm}, została zdefiniowana wzorami (9,10). Wykorzystując wielkość dn_s określoną równaniami (24,25) można obliczyć ilość spalin zawartych w piecu

$$n_s = \int_0^{V_p} dn_s = \frac{p}{(MR)} \int_0^{V_p} \frac{dV}{T_g} = \frac{p\ V_p}{(MR)T_{g\tau}} \tag{31}$$

Ponieważ prawa strona zgodnie z (29) wynosi $\dot{P}n''_s\Delta\tau$, to

$$K = \dot{P}\ n''_s(Mc_p)\Delta\tau = \dot{P}\ S\Delta\tau = \dot{W}_s\Delta\tau. \tag{32}$$

Otrzymuje się w ten sposób wcześniej wykorzystany związek pomiędzy K i $\dot{W}_s$.

6. Temperatura wylotowa spalin przy uwzględnieniu strat ciepła do otoczenia

Równania otrzymane dla modelu porcjowego są po dozwolonych uproszczeniach takie same jak dla modelu ciągłego. Z tego względu dalsze wywody przeprowadzono dla modelu porcjowego, gdyż łatwiej można rozwiązać odpowiednie układy równań. W rzeczywistym piecu występują straty $\dot{Q}_o$ ciepła do otoczenia, których wielkość jest w przybliżeniu stała. Równania bilansu przyjmują więc postać (porównaj (12))

$$\left.\begin{aligned} F\alpha(T_g - T_m) + \dot{Q}_o &= -K\,T_g' \qquad \text{(a)} \\ F\alpha(T_g - T_m) &= W\,T_m' \qquad \text{(b)} \end{aligned}\right\} \tag{33}$$

Postępując podobnie jak w p. 5 otrzymuje się równanie

$$T_g'' + A\,T_g' + B = 0, \tag{34}$$

gdzie A określono wzorem (15), zaś przez B oznaczono

$$B = \frac{\dot{Q}_o\,F\alpha}{W\,K}. \tag{35}$$

Rozwiązanie równania (34) ma postać

$$T_g' = C_1\,e^{-A\tau} - \frac{B}{A} \tag{36a}$$

$$T_g = -\frac{C_1}{A}\,e^{-A\tau} - \frac{B}{A}\tau + C_2. \tag{36}$$

Stałe całkowania wyznacza się z warunków początkowych

$$T_g(0) = T_{gd}, \qquad T_g'(0) = -\frac{F\alpha}{K}(T_{gd} - T_m) - \frac{\dot{Q}_o}{K} \tag{14b}$$

Po ich wyznaczeniu i uporządkowaniu równania (36) otrzymuje się zależność

$$T_g(\tau) = T_{gd} - \frac{1}{1 + K/W}\left[T_{gd} - T_m + \frac{\dot{Q}_o}{F\alpha(1 + K/W)}\right] \cdot$$

$$\cdot\ (1 - e^{-A\tau}) - \frac{\dot{Q}_o}{W + K}\tau \qquad (36a)$$

Pomijając bardzo małe wielkości (K/W i $\dot{Q}_o\Delta\tau/W$), otrzymuje się (dla $\tau = \Delta\tau$) następujący wzór na temperaturę wylotową spalin

$$T_{gw} \cong T_{gd} - (T_{gd} - T_m + \frac{\dot{Q}_o}{F\alpha})\left[1 - \exp(-\frac{F\alpha}{\dot{W}_s})\right] \qquad (37)$$

lub

$$T_{gw} - T_m + \frac{\dot{Q}_o}{F\alpha} = (T_{gd} - T_m + \frac{\dot{Q}_o}{F\alpha})\exp(-\frac{F\alpha}{\dot{W}_s}). \qquad (37a)$$

W ostatnim wzorze występuje pozorna temperatura ośrodka

$$\vartheta = T_m - \frac{\dot{Q}_o}{F\alpha}, \qquad (38)$$

która wyznacza granicę schłodzenia spalin. Wykorzystując tę wartość można równanie (37a) zapisać prościej

$$T_{gw} - \vartheta = (T_{gd} - \vartheta)\exp(-\frac{F\alpha}{\dot{W}_s}). \qquad (37b)$$

6.1. Pozorna pojemność cieplna strumienia spalin

Występująca w wyprowadzonych równaniach wielkość $\dot{W}_s$ musi spełniać podstawowe równanie bilansu (20). W rzeczywistym piecu na skutek równoczesnej wymiany ciepła temperatura spalin dopływających do pieca, równa temperaturze spalania, jest niższa od kalorymetrycznej. Do równań (18) i(37) należy wówczas podstawić pozorną wartość $\dot{W}'_s$ wynikającą z bilansu

$$\dot{W}'_s(T_{spal} - T_{gw}) = \dot{P}(W_d + q_r - \Delta i_{sw}). \qquad (39)$$

Δi_{sw} - entalpia fizyczna spalin wylotowych (na jednostkę paliwa), przy czym temperatura spalania musi być wielkością w jakiś sposób daną. Równość $\dot{W}'_s$ (39), $\dot{W}_s$ (20) i $\dot{W}_s$ (32) wystąpi tylko dla $T_{spal} = T_{kal}$.

7. Uwagi końcowe

Przedstawione w pracy zależności, otrzymane na podstawie wprowadzonego modelu pieca idealnego, pozwalają uchwycić jakościowy wpływ poszczególnych wielkości na działanie pieca. Rzecz oczywista, że zastosowanie przedstawionego sposobu obliczeń wymaga pokonania znacznych trudności przy wyznaczaniu niektórych wielkości, takich jak na przykład temperatura spalania, współczynnik wnikania ciepła itp., ale ostateczne równania są stosunkowo proste. Ponieważ czas przepływu spalin przez piec jest bardzo krótki, można było przyjąć zależności dla chwilowo stałej temperatury metalu. Otrzymane równania są wówczas identyczne jak dla parowacza. Równania te, wyprowadzone dla pieca wgłębnego, są również słuszne dla innych pieców komorowych. Ze wstępnej analizy wynika, że decydujący wpływ na chwilowy poziom temperatur w piecu posiadają średnia temperatura T_m powierzchni nagrzewanego wsadu i strumień spalanego paliwa $\dot{P}$. Zaproponowane w pracy wskaźniki porównawcze mogą pozwolić na lepszą ocenę działania pieców od dotychczas stosowanych metod.

LITERATURA

1. COLLIN R. - Computer control of reheating and heat treatment furnaces - materiały V hutniczej konferencji naukowej, Ostrava, 1971.
2. HEILIGENSTAEDT W. - Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen, Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1955.
3. SENKARA T. - Obliczenia cieplne pieców grzewczych w hutnictwie żelaza, Śląsk, Katowice, 1968.
4. SZARGUT J. - Przepływ ciepła przez promieniowanie w piecu komorowym, Archiwum Hutnictwa, tom XVI, zeszyt 2, 1971.

КОЛОДЕЦ КАК ТЕПЛООБМЕННИК

Р е з ю м е

На основании уравнений теплообмена и баланса энергии получено формулы определяющие максимальный к.п.д. колодцев. Выведено зависимости, определяющие температуру дымовых газов, уходящих из печи в функции температуры поверхности металла и потока сжигаемого топлива.

Эти зависимости получено, анализируя введенную модель идеальной печи.

THE SOAKING PITS AS A HEAT EXCHANGER

S u m m a r y

•Based on the heat transfer and energy balance equations, the formulas for the maximum heat officiency of the soaking pits are obtained.The equations for the temperature of the combustion products at outlet of the furnace, as a function of the temperature of the ingot surface and the intensity of the fuel flow are derived. These relations are obtained as a result of analisation of the proposed model of an ideal furnace.