ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1982
Seria : ENERGETYKA z. 90 Nr kol. 855

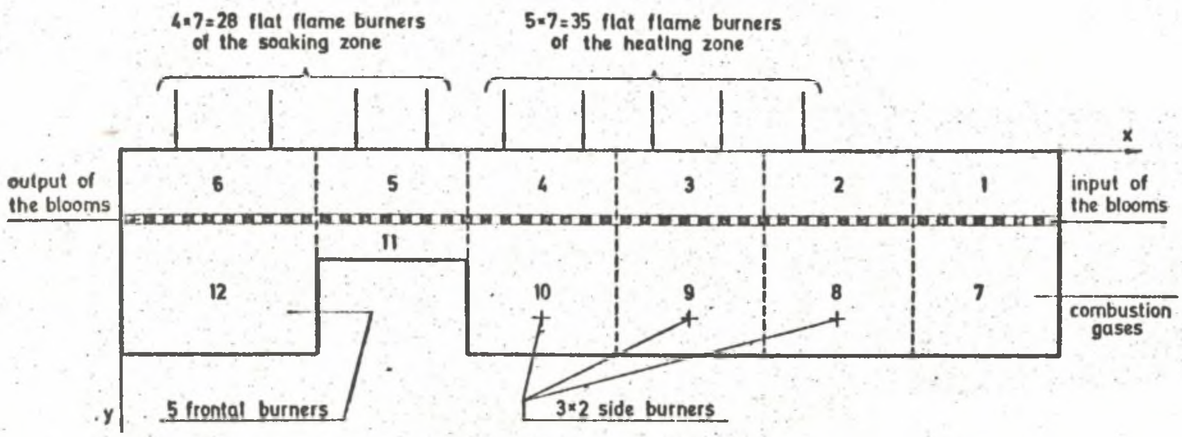
Zbigniew RUDNICKI
Instytut Techniki Cieplnej
Politechniki Śląskiej

MATEMATYCZNY MODEL PRZEPŁYWU CIEPŁA W DWUSTRONNIE OGRZEWANYM POKROCZNYM PIECU GRZEJNYM

Streszczenie. W pracy przedstawiono opis matematycznego modelu przepływu ciepła w piecu o działaniu ciągłym. Przestrzeń roboczą pieca podzielono na izotermiczne elementy objętościowe oraz powierzchniowe. Różnicowy podział przestrzeni pieca służy do wyznaczenia pola temperatury. Do analizy radiacyjnego przepływu ciepła zastosowano metodę Monte Carlo. W nagrzewanych kęsiskach rozpatruje się dwuwymiarowe nieustalone pole temperatury. Strumienie paliwa dobiera się tak, aby spełnione zostały temperaturowe wymagania odnośnie wsadu przy wypływie z pieca.

1. Opis pokrocznego pieca grzejnego.

Do rozważań przyjęto geometryczny model pieca, którego komora ma kształt zbliżony do prostopadłościanu [2]. Założono, że znane są : rozmiary komory pieca, wydajność pieca, rozmiary i gatunek stali nagrzewanego materiału, początkowa temperatura materiału, rodzaj i parametry paliwa. Podział przestrzeni roboczej na strefy oraz usytuowanie palników przedstawiono na rysunku 1. Piec o maksymalnej wydajności 180 t/h służy do nagrzewania kęsisk ze stali niskostopowej o przekrojach od /0,14 x 0,14/ m do /0,25 x 0,2/ m i długościach do 13,6 m. W piecu nagrzewa się kęsiska o początkowej temperaturze 20°C. Końcowa temperatura wsadu, liczona jako średnia w przekroju poprzecznym winna wynosić 1200°C. W sklepieniu pieca zainstalowano palniki płaskopłomienne : w strefie grzewczej górnej o mocy nominalnej 1,16 . 10^3 kW, w górnej strefie wyrównawczej o mocy nominalnej 0,35 . 10^3 kW. Dolna strefa grzewcza opalana jest palnikami o spalaniu objętościowym o mocy nominalnej 6,5 . 10^3 kW. W dolnej strefie wyrównawczej zainstalowano palniki podobnego typu lecz o mocy 1,62 . 10^3 kW. Piec opalany jest gazem utworzonym ze zmieszania gazu wielkopiecowego i koksowniczego. Do obliczeń przyjęto wartość liczbową $(MW_d)_n$=169 000 kJ/kmol. W piecu stosuje się podgrzewanie substratów spalania : powietrze do około 770 K, gaz wielkopiecowy do około 670 K.



Rys.1. Usytuowanie technologicznych oraz obliczeniowych stref pieca.

2. Model przepływu spalin.

Rozpatrując przepływ ciepła i spalin w komorze pieca wyróżniono dwanaście stref obliczeniowych /Rys. 1/. Założono, że przepływ spalin między strefami odbywa się na skutek różnicy średnich ciśnień w strefach. Uwzględniono przy tym odpowiednie opory przepływu. Przy tych założeniach otrzymuje się zależności

$$\bigwedge_{\substack{i=2,\dots,12\\ i\neq 7}} p(i) - p(i-1) = \xi_x\, \varrho(i) \frac{w_x^2(i)}{2} \qquad /1/$$

$$\bigwedge_{i=1,\dots,6} p(i) - p(i+6) = \xi_y\, \varrho(i) \frac{w_y^2(i)}{2} \qquad /2/$$

Dla elementów gazowych obowiązują równania bilansu substancji :

$$\bigwedge_{i=1,\dots,6} \dot{p}(i) n''(Mv)_n\, \varrho_n + A_x(i+1)\, \varrho(i+1)\, w_x(i+1) = A_y(i)\, \varrho(i)\, w_y(i) + A_x(i)\, \varrho(i)\, w_x(i) \qquad /3/$$

$$\bigwedge_{i=8,\dots,12} \dot{p}(i) n''(Mv)_n\, \varrho_n + A_x(i+1)\, \varrho(i+1)\, w_x(i+1) + A_y(i) \cdot \varrho(i-6)\, w_y(i) = A_x(i)\, \varrho(i)\, w_x(i) \qquad /4/$$

W równaniach /1/,...,/4/ przyjęto :

$$w_x(1) = w_x(7) = w_x(13) = 0, \quad p(6) = 0$$

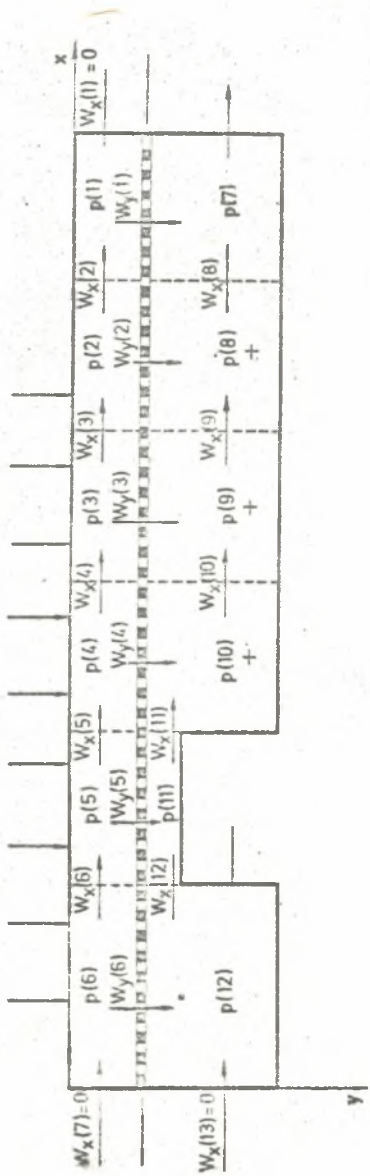
oraz

$$\bigwedge_{i=1,\dots,12} \varrho(i) = \frac{\varrho_n T_n}{p_n} \frac{p(i)}{T_g(i)} \approx \frac{\varrho_n T_n}{T_g(i)}$$

W wyniku rozwiązania układu równań /1/, /2/, /3/, /4/ otrzymuje się pole prędkości w_x oraz w_y. Schemat rozpływu spalin w piecu przedstawiono na rysunku 2.

3. Przepływ ciepła w komorze pieca.

Zagadnienie przepływu ciepła w zamkniętej komorze wypełnionej ośrodkiem pochłaniająco-promieniującym było przedmiotem wielu prac, między innymi [3, 4, 5, 6, 7, 8, 2, 1] . Podstawowym problemem przy rozpatrywaniu tych zagadnień jest wyznaczenie pola temperatury w nieizotermicznej bryle gazowej oraz w zespole ścianek otaczających tę bryłę. W wyniku



Rys.2. Schemat rozpływu spalin w piecu.

różnicowego podziału przestrzeni pieca, każdemu elementowi przypisana jest nieznana temperatura. W celu jej wyznaczenia ułożono równania bilansu energii dla wszystkich wyróżnionych elementów izotermicznych. W ten sposób otrzymano nieliniowy układ równań. Układ ten rozwiązano metodą obliczeń iteracyjnych, gdyż dla określenia radiacyjnych oraz konwekcyjnych strumieni energii wymagana jest znajomość a priori pola temperatury. Dowolny element w rozpatrywanym układzie wymienia energię przez promieniowanie ze wszystkimi elementami w układzie. Strumień energii radiacyjnej emitowany przez wszystkie elementy pieca i pochłonięty w bilansowym elemencie można przedstawić równaniem :

$$\bigwedge_{i,j} \dot{E}_a(i,j) = \sum_{m,n} \Psi_{(m,n)\to(i,j)} \dot{E}(m,n) \qquad /5/$$

Wielkość $\Psi_{(m,n)\to(i,j)}$ zwana współczynnikiem opromieniowania elementu (i,j) przez element (m,n) określona jest równaniem :

$$\Psi_{(m,n)\to(i,j)} = \frac{\dot{E}_{(m,n)\to(i,j)}}{\dot{E}_{(m,n)}} \approx \frac{N_{(m,n)\to(i,j)}}{N_{(m,n)}} \qquad /6/$$

Współczynniki opromieniowania wyznaczono za pomocą metody Monte Carlo [2]. Procedurę śledzenia porcji energii w metodzie Monte Carlo oparto o emisję netto bryły gazowej.

4. Równania bilansu energii dla elementów izotermicznych.

Równanie bilansu energii dla kształtki palnikowej w i-tej strefie pieca ma postać :

$$\dot{E}_a(i,j) + F(i,j)\alpha(i,j)\left[T_f(i) - T(i,j)\right] = \overset{\circ}{\dot{E}}(i,j) \qquad /7/$$

Przyjęto, że spalanie zupełne i całkowite odbywa się w cienkiej warstwie /dotyczy palników płaskopłomiennych/ przylegającej do kształtki. Warstwa ta rozciąga się tylko na powierzchnię kształtki. Z warstwy tej do komory pieca przepływają spaliny o temperaturze płomienia. Przyjęto, że przepływ ciepła między płomieniem a kształtką odbywa się głównie przez konwekcję. Część spalin tworzy strumień spalin recyrkulujących. Pominięto przewodzenie ciepła od kształtki do otoczenia. Bilans energii dla warstwy płomienia w i-tej strefie pieca wyraża równanie :

$$\dot{P}(i)\left[(MW_d)_n + q_r\right] + \dot{P}(i)n''(Mc_p)\, f\left[T_g(i,j) - T_n\right] =$$
$$= \dot{P}(i)n''(Mc_p)(1 + f)\left[T_f(i) - T_n\right] + F(i,7)\alpha(i,7)\left[T_f(i) - T(i,j)\right] \qquad /8/$$

Założono, że temperatura spalin opuszczających strefę równa się średniej temperaturze spalin elementów sąsiednich.
Równanie bilansu energii dla elementu gazowego w górnej części pieca ma postać :

$$\dot{E}_a(i,j) + \dot{P}(i)n''(Mc_p)(1+f)[T_f(i) - T_n] + \dot{n}_x(i+1)(Mc_p)[T_g(i+1,j) - T_n] = \dot{Q}_c(i) + \dot{Q}_{g,\alpha}(i) + \dot{E}(i,j) + \dot{n}_x(i)(Mc_p)[T_g(i,j) - T_n] + \dot{n}_y(i)\cdot(Mc_p)[T_g(i,j) - T_n] + \dot{P}(i)n''(Mc_p)\,f\,[T_g(i,j) - T_n].$$

W podobny sposób można wyrazić bilans energii elementu gazowego w dolnej części pieca. Równania bilansu energii dla pozostałych elementów powierzchniowych mają wspólną postać :

$$\dot{E}_a(i,j) + \dot{Q}_\alpha(i,j) = \dot{E}(i,j) + F(i,j)\frac{T(i,j) - T_z(i,j)}{R_\lambda(i,j)} + \dot{Q}_c(i) \qquad /9/$$

5. Pole temperatury w kęsiskach.

W celu wyznaczenia nieustalonego pola temperatury we wnętrzu kęsiska zastosowano metodę różnicową z ilorazem różnicowym przednim. Proces nagrzewania prowadzi się przy zmiennym w czasie drugim warunku brzegowym.
Przyjęto następujące założenia :
- we wnętrzu kęsiska panuje dwuwymiarowe pole temperatury,
- suma radiacyjnego oraz konwekcyjnego strumienia ciepła brutto zmienia się skokowo wzdłuż długości pieca,
- uwzględniono wpływ temperatury na pojemność cieplną właściwą oraz współczynnik przewodzenia ciepła nagrzewanego kęsiska,
- uwzględnia się proces tworzenia zgorzeliny.

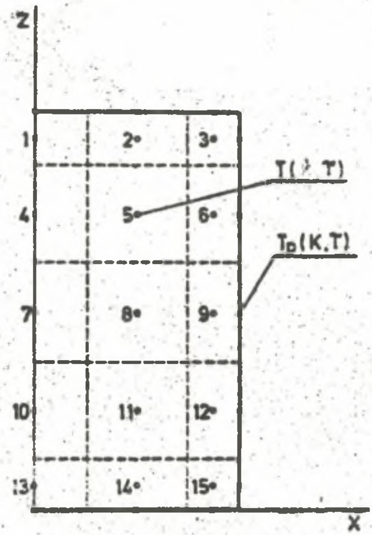
Na rysunku 3 przedstawiono różnicowy podział połowy poprzecznego przekroju kwadratowego kęsiska.
Równanie bilansu energii dla k-tego przypowierzchniowego elementu różnicowego ma postać

$$\sum_l \dot{Q}_\lambda(l,\tau) + \dot{Q}_p(k,\tau) = V(k)\,\rho(k)\cdot c_p(k)\frac{T(k,\tau+1) - T(k,\tau)}{\Delta\tau(i)} \qquad /10/$$

Strumienie ciepła netto $\dot{Q}_p(k,\tau)$, wnikające do przypowierzchniowych węzłów wyraża równanie :

$$\frac{\dot{Q}_p(k,\tau)}{F(k)} = \frac{\dot{E}_a(i,j) + \dot{Q}_\alpha(i,j)}{F(i,j)} + \dot{q}_z(k,\tau) - \sigma\varepsilon(i,j)\cdot T_p^4(k,\tau) \qquad /11/$$

Efekt cieplny tworzenia zgorzeliny wyznaczono w oparciu o opracowania [9,2]



Rys. 3. Elementy izotermiczne wyróżnione w połowie przekroju poprzecznego kęsiska

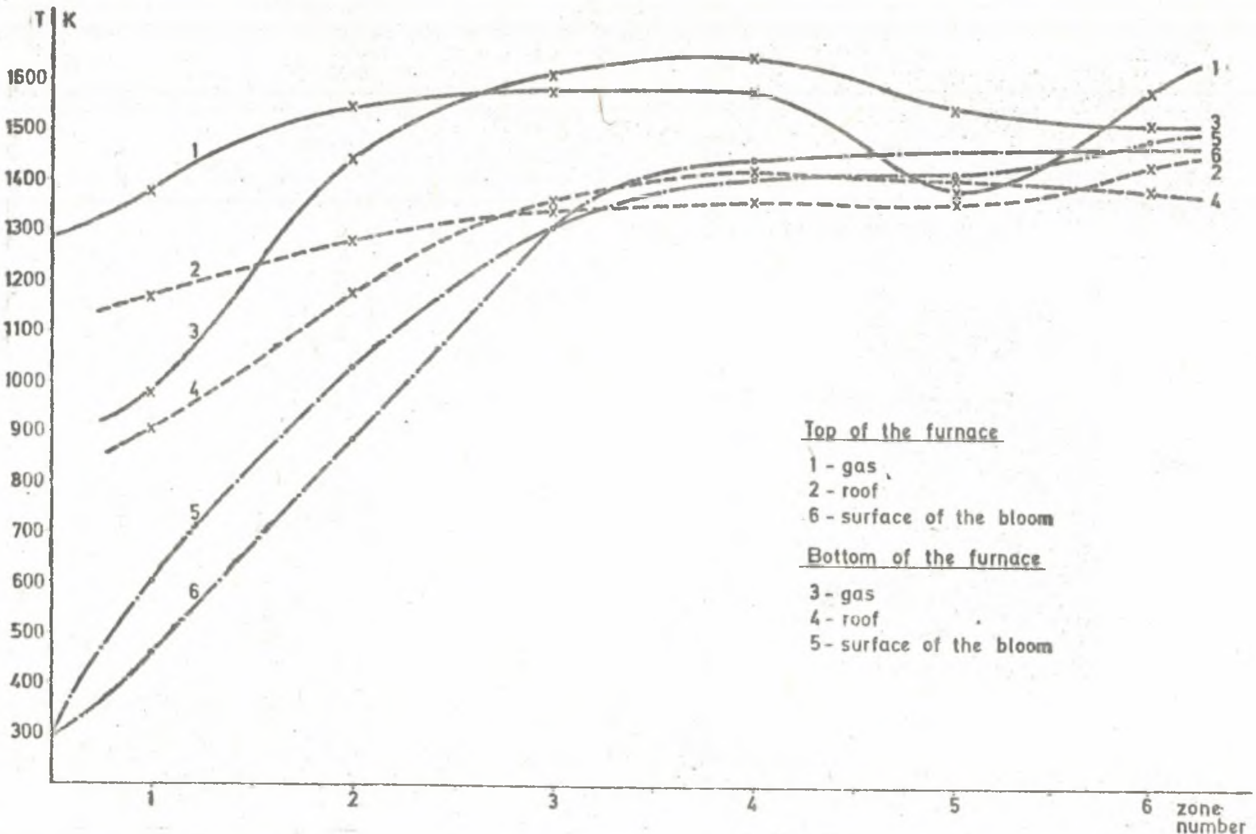
6. Procedura obliczeniowa

Na początku założono wstępne pole temperatury elementów izotermicznych w piecu. W oparciu o założone temperatury oraz współczynniki opromieniowania wyznaczono wielkości $\dot{E}_a(i,j)$ oraz $\dot{Q}_{\infty}(i,j)$. Następnie przystąpiono do obliczenia pola temperatury we wnętrzu i na powierzchni nagrzewanych kęsisk oraz do wyznaczenia temperatur elementów gazowych i ścian pieca. Temperatury elementów gazowych oraz ścian pieca wyznaczono z równań bilansu energii. W ten sposób wyznaczono nowe pole temperatury, które w przypadku braku należytej zbieżności stanowi punkt startowy do następnej iteracji. W wyniku zakończenia procesu iteracyjnego dla założonych strumieni paliwa otrzymano pole temperatury elementów pieca, w tym również dla wsadu.

7. Wyniki obliczeń

W oparciu o opracowany model matematyczny wyznaczono pole temperatury oraz obliczono strumienia paliwa, które winny zapewnić właściwe podgrzanie kęsisk w piecu pokrocznym zainstalowanym w Walcowni Średniej Huty Katowice. Obliczenia wykonano dla następujących danych :

- rozmiary kęsisk 0,16 m x 0,16 m x 13,6 m,
- skok pokroku 0,3 m,
- wydajność pieca 180 t/h.



Rys.4. Zależność temperatury sklepienia, gazu oraz powierzchni kęsisk od długości pieca.

Wynikowe pole temperatury najważniejszych elementów pieca przedstawiono na rys. 4. Wymagane strumienie paliwa, które należy doprowadzić do poszczególnych stref pieca wynoszą :

$$\sum_{i=2}^{4} \dot{P}(i) = 0{,}151 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}, \quad \sum_{i=5}^{6} \dot{P}(i) = 0{,}0381 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

$$\sum_{i=8}^{10} \dot{P}(i) = 0{,}148 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}, \quad \dot{P}(12) = 0{,}0243 \frac{\text{kmol}}{\text{s}}$$

Przedstawiony model może być również wykorzystany do obliczeń optymalizacji nagrzewania wsadu w tego typu piecach.

Oznaczenia :

A - pole przekroju strumienia spalin, m^2,
f - stopień recyrkulacji,
(Mv) - molowa objętość właściwa, $m^3 \cdot kg^{-1}$,
$\dot{n}$ - strumień spalin opuszczających strefę, $kmol \cdot s^{-1}$,
n'' - ilość kmol spalin przypadających na 1 kmol paliwa,
p - ciśnienie, Pa,
$\dot{q}_z$ - efekt cieplny tworzenia się zgorzeliny, $W \cdot m^{-2}$,
q_r - ciepło rekuperacji, $J \cdot kmol^{-1}$,
R - opór przewodzenia ciepła, $m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$,
ξ - współczynnik oporu hydraulicznego,

Wskaźniki :

a - absorpcja
c - chłodzenie wyparkowe lub tradycyjne
f - płomień
p - powierzchnia
z - powierzchnia ścian zewnętrznych

Indeksy

m,n , i,j - numer strefy oraz elementu
τ - czas

LITERATURA

[1] J.Nadziakiewicz, Z.Rudnicki : Numeryczny opis procesów cieplnych w piecu grzejnym o działaniu ciągłym. Archiwum Hutnictwa, 26, 637-649 /1981/.

[2] Opracowanie matematycznego modelu nagrzewania wsadu w piecach pokrocznych z wielostronnym nagrzewaniem. Praca n.b. Instytutu Techniki Cieplnej w Gliwicach NB-163/RME-3/76, Gliwice 1976-1979.

[3] J.T.Bevans, R.V.Dunkle : Radiant Interchange Within an Enclosure, Journal of Heat Transfer, 2, 1-19 /1960/.

[4] P.Cannon : The Calculation of Radiative Heat Flux in Furnace Enclosure using the Monte Carlo Method M.Sc. Thesis Chem.Engng. University of New Brunswick 1967.

[5] H.C.Hottel, A.F.Sarofim : Radiative Transfer, Mc-Graw Hill, New York 1967.

[6] Z.Rudnicki : Zastosowanie metody Monte Carlo do wyznaczania pola temperatur w przestrzeni roboczej pokrocznego pieca grzejnego. Praca doktorska, Politechnika Śląska, Gliwice 1972.

[7] P.Gruszka, Z.Rudnicki : Uproszczony model matematyczny nagrzewania wsadu w piecu pokrocznym. Archiwum Hutnictwa, 21, 613-631, /1976/

[8] J.Nadziakiewicz, Z.Rudnicki : Mathematical model of heat transfer in the enclosure of a walking beam furnace, Wärme Gas International vol. 30 /1981/ 5, pp 265-269.

[9] E.J.Kazancev, T.Lorang : Revue Universelle des Mines Z, 11 /1964/.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕПЛООБМЕНА В ПЕЧИ С ШАГАЮЩИМ ПОДОМ

Р е з ю м е

В работе представлена математическая модель теплообмена в печи с шагающим подом. Для вычисления температурного поля применён зональный метод. При помощи этой модели можно получить температуры газовых элементов , стен печи а также температуры загружаемого материала . Потоки топлива вычислены с помощью итерационного метода.

MATHEMATICAL MODEL OF HEAT TRANSFER IN THE ENCLOSURE OF A WALKING BEAM FURNACE

S u m m a r y

A description of a mathematical model of heat transfer in the top and bottom fired walking beam furnace is presented. To determine temperatures of elements in the furnace the zone model is applied. The model calculates the temperatures of the gas and walls as well as the transient temperature field inside the bloom. The fuel flow rates in the zones of the furnace are determined by iteration to match the bloom discharging temperature requireements.

Praca wpłynęła do redakcji w maju 1985 r.

Recenzent: prof. dr hab. inż. Stefan Wiśniewski