

Tadeusz SENKARA, Andrzej SENKARA

Instytut Metalurgii, Instytut Elektroenergetyki AGH

MODELOWANIE WYMIANY CIEPŁA PRZEZ PROMIENIOWANIE W PIECACH I PALENISKACH PRZEMYSŁOWYCH

Streszczenie. Przedstawiono ogólne zasady modelowania wymiany ciepła w komorach roboczych urządzeń cieplnych w oparciu o teorię podobieństwa i analogii. Obszerniej omówiono modele matematyczne i podano ich klasyfikację. Jako przykład przedstawiono konstrukcję nowego modelu matematycznego temperatury pieca, który obejmuje również konwekcyjną wymianę ciepła przy dowolnych wzajemnych stosunkach temperatur spalin, ścian pieca i wsadu.

1. Uwagi wstępne

Ogólnie rozróżnia się modele fizyczne wymiany ciepła od modeli matematycznych. Pierwsze oparte o zasady teorii podobieństwa względnie analogii znajdują zastosowanie tam, gdzie nie można wyliczyć szukanych wielkości i konieczne jest użycie do tego celu pomiarów. Modele fizyczne są tańsze od czasem bardzo skomplikowanych urządzeń i pozwalają na wydatne nieraz oszczędności środków technicznych i pracy ludzkiej. Modele matematyczne to nic innego jak więcej lub mniej skomplikowane wyrażenia matematyczne ilustrowane najczęściej odpowiednimi wykresami, które równocześnie pełnią rolę nomogramów obliczeniowych.

Problemom modelowania poświęcono wiele miejsca w światowej literaturze technicznej; obejmuje ona wiele pozycji książkowych i co najmniej kilkaset publikacji w czasopiśmie naukowych.

2. Modelowanie fizyczne komór urządzeń cieplnych

Modele fizyczne wszelkich urządzeń, niekoniecznie cieplnych, oparte na teorii podobieństwa, są zazwyczaj geometrycznym pomniejszeniem /choć może być odwrotnie/ tych urządzeń; spełniają zatem warunek konieczny podobieństwa geometrycznego. Pozostałym warunkiem koniecznym i wystarczającym jest każdorazowo dobrany na podstawie tzw. analizy wymiarowej zestaw ustalających liczb podobieństwa przedstawiony uogólnionym równaniem

$$K_0 = n_0 \prod_{i=1}^n K_i^{n_i} \quad (1)$$

gdzie wartości poszczególnych współczynników n_i są wyznaczone metodą najmniejszych kwadratów. W skład poszczególnych liczb podobieństwa K_i wchodzi wszystkie wielkości mierzone.

W modelowaniu analogowym postępuje się podobnie, z tym jednak zastrzeżeniem, że korzysta się tutaj na ogół z innych liczb podobieństwa i zastępuje np. opory przepływu ciepła oporami elektrycznymi, współczynnik wymiany ciepła współczynnikiem dyfuzji itd. w zależności od rodzaju modelu analogowego.

Modele analogowe mogą być stosowane tylko tam, gdzie formy matematyczne obrazujące proces są takie same dla obu dziedzin pracy urządzenia i modelu. Modele analogowe nie przypominają swym kształtem modeli epartych na teorii podobieństwa / nie musi być spełniony warunek podobieństwa geometrycznego /, a same pomiary bywają łatwiejsze do wykonania / mierzy się np. zamiast temperatur napięcia /, model więc może być prostszy i tańszy.

Teoretyczne zasady budowy i działania fizycznych modeli promieniowania ciepła w komorach pieców i palenisk przemysłowych zwanych w dalszej części wykładu urządzeniami cieplnymi związane są głównie z działalnością naukową i publicystyczną radzieckich uczonych [1 - 14]. Autorom znane są tylko nieliczne wykonane na modelach prace polskie względnie obce publikowane w języku polskim. Do nich należą m.in. niepublikowana ale dostępna w bibliotece AGH praca doktorska S.Stojka dotycząca świetlnego modelu nagrzewania wsadu w piecach węglanych, niepublikowana po polsku, ale w obszernym niemieckim skrócie publikacyjnym [35] praca doktorska A.Senkarsy obejmująca (na gorącym modelu komory rebocej pieca z wymurówką sitową wg rys. 1 o) badania wymiany ciepła w celu wyjaśnienia problemu tzw. rekuperacji wewnętrznej wg J.H.Brunklausa. Na język polski tłumaczona jest praca doktorska S.Hampscha [15] dotycząca modelowania świetlnego.

Szczególne wartościową pozycją literatury jest obszerna publikacja A.S.Niewskiego [12], w której opisano dokładnie warunki modelowania radiacyjnego i praca zbiorowa S.N.Szorina i współautorów dotycząca modelowania światłem. W książce A.S.Niewskiego [13] przedstawiono również wyniki interesujących badań obcych m.in.G.L.Polaka i S.I.Szorina [36] dotyczących eksperymentalnego określenia tzw.efektywnej temperatury /tj. temperatury pieca/ różnych urządzeń cieplnych.

Modelowanie fizyczne pracy urządzeń cieplnych utrudnia często konieczność dodatkowego uwzględnienia obok promieniowania ciepła również i konwekcji / piece cyrkulacyjne i recyrkulacyjne / jak i samego procesu spalania / dodatkowe liczby podobieństwa /.

Budowę modeli gorących i pomiary w wysokich temperaturach komplikują warunki brzegowe związane ze stratami zewnętrznymi i zakłócenia podczas pomiarów pól temperatur.

Modele świetlne nie mają tych wad, ale obciążone są zazwyczaj innymi. Mimo bowiem stosowania światła rozproszonego oraz koniecznych stabilizatorów napięcia, użycia czułych fotokomórek i zachowania stałej temperatury pomiarów, otrzymuje się znaczniejsze rozbieżności w porównaniu z obliczeniami teoretycznymi w przypadku komór długich, wielorzędowych wiązek rur ekranowych i przy imitowaniu ośrodków zapyloanych.

Radiacyjną wymianę ciepła w komorach urządzeń cieplnych można również modelować analogowo na drodze elektrycznej np. opisaną schematycznie przez J.M. Macewitija [16] metodą nieliniowych oporów.

Charakterystyczną jest rzeczą ogólną niedostępność publikacji na temat elektrycznego modelowania tych komór, chociaż każda niemal książka poświęcona modelowaniu elektrycznemu [17 + 20] zawiera odnośne wskazówki modelowania.

3. Modelowanie matematyczne

Jest to bezspornie najdogodniejsza forma modelowania i poświęcone jej szczególnie dużo miejsca w literaturze. Ważniejsze pozycje literaturowe [21 + 33] są m.in. znanymi podręcznikami obliczeń urządzeń cieplnych.

Matematyczna forma modelowania stanowi również inspirację do tworzenia nowych pojęć przydatnych później do projektowania i wyjaśniania pracy różnych urządzeń cieplnych.

W szczególności modeluje się matematycznie :

- a/. proces spalania /wywiązywanie się ciepła/,
- b/. przejmowanie ciepła przez wsad /kąpiel metalowa, rury ekranowe kotłów, wsad stały itd./,
- c/. nagrzewanie i studzenie wsadu,

Każdy z punktów oddzielnie lub poszczególne punkty mogą stanowić wspólną treść modelu .

Z uwagi na rodzaj urządzenia cieplnego rozróżnia się komory :

- a/ prosto wg rys. 1a /np. piece do obróbki cieplnej/,
- b/ wewnętrznie ekranowane wg rys. 1 b /np. w piecach muflowych/,
- c/ z wewnętrznym obmurzem sitowym wg rys. 1 c czyli z tzw. rekuperacją wg J.H. Brunklausa.

Powierzchniami wymiany ciepła są wewnętrzne powierzchnie ścian, mufl i zewnętrzne powierzchnie wsadu. Dla promieniowania gazów przyjmuje się odpowiednie powierzchnie umowne będące najczęściej zewnętrznymi powierzchniami wsadu.

Rozróżnia się dalej komory :

- a/. idealnie adiabatyczne,
- b/ nieadiabatyczne ze stratami zewnętrznymi /które się uadiabatyzują np. przez odpowiednie obniżenie temperatury spalin t_g /.

Komory pieców mogą posiadać atmosferę wewnętrzną:

- a/ zupełnie przejrzystą dla promieniowania ciepła /np. powietrze/,
- b/ częściowo przejrzystą /spaliny niekarburызowane/,
- c/ nieprzejrzystą dla promieniowania ciepła /spaliny silnie świecące np. karburызowane/.

Atmosfera komór może :

- a/ być w bezruchu /teoretyczny przypadek modelu czyste radiacyjnego,
- b/ cyrkulować w sposób naturalny /przypadek modelu radiacyjnego z poprawką na konwekcję/,
- c/ cyrkulować w sposób wymuszony /przypadek modelu konwekcyjnego z poprawką lub bez niej na radiację oraz przypadek modelu radiacyjnego z poprawką na konwekcję/.

W zależności od konkretnego przypadku opiera się budowę modelu matematycznego na prawie

- a/ Stefana - Boltzmanna/zależność \dot{Q} od 4 potęgi temperatury - modele czyste radiacyjne/,
- b/ Newtona /zależność \dot{Q} od 1 potęgi temperatury - modele czyste konwekcyjne/,
- c/ obu praw łącznie dla modeli mieszanych radiacyjno - konwekcyjnych.

Dla modeli mieszanych wprowadza się dla ujednoczenia wzorów poprawkę α_r lub ϵ_k , w zależności od tego, czy konstruowany model opiera się na prawie Newtona, czy na prawie Stefana-Boltzmanna. Dalsze uproszczenia wyraża się przez przedstawienie wyników analizy w postaci równań kryterialnych z udziałem najczęściej stosowanych liczb podobieństwa

$$\text{Stantona } St = \frac{\alpha S_{\text{m}}}{\dot{V}_g c_p} \quad , \quad \text{Boltzmanna } Bo = \frac{\dot{V}_g c_p}{\sigma_0 \epsilon_m S_m T_g^3}$$

$$\text{Glinkowa } Gl = Bo \cdot St$$

oraz temperatur względnych w rodzaju

$$\theta_i = \frac{T_i}{T_g} \quad (i = g, m, s) \quad , \quad \Phi_{\text{piec}} = \frac{T_{\text{piec}}^4 - T_m^4}{T_g^4 - T_m^4}$$

Ponieważ w piecach i paleniskach przemysłowych wnikanie ciepła do wsadu następuje głównie drogą promieniowania, najbardziej celowym jest budowa modeli radiacyjnych z ewentualną poprawką na konwekcyjną wymianę ciepła. Przykłady takich modeli zamieszczone są m.in.

w pracach [31, 32, 34] .

Niezależnie od przedstawienia ogólnej wymiany ciepła komór w ujęciu kryterialnym odmodelowuje się matematycznie również takie wielkości

jak całkowity współczynnik przejmowania ciepła przez wsad α_m i jego analog dla ścian komory pieca α_s [22, 27 + 32, 34]. Wprowadzono również dla celów obliczeniowych i dyskusyjnych pojęcie "temperatury pieca" [22 + 24, 29 + 32, 34 + 35], która ta temperatura jest przez różnych autorów różnie definiowana i jest aktualnie przedmiotem dalszych analiz.

Celowym jest zatem ilustracyjne przedstawienie nowego uogólnionego wariantu definicyjnego tego pojęcia jako charakterystycznego przykładu analizy radiacyjno - konwekcyjnej wymiany ciepła w komorach roboczych urządzeń cieplnych w oparciu o równanie Stefana - Boltzmana.^{X/}

Zakłada się radiacyjno - konwekcyjną wymianę ciepła, szare promieniowanie, zupełne i pełne spalanie paliwa, niezależność parametrów materiałowych od temperatury, a procesu również i od czasu, równość współczynników wymiany ciepła przez konwekcję $\alpha_{km} = \alpha_{ks} = \alpha_k$ oraz pełną izotropię i adiabatyczność modelu.

Dla urządzeń nieadiabatycznych następuje ich uadiabatyzowanie przez zastąpienie temperatury spalin T_g niższą temperaturą obliczeniową T_r wg równania :

$$T_r = T_g - \frac{\dot{Q}_{str}}{\dot{V}_g c_p} \quad (2)$$

Każdą komorę pracy urządzenia cieplnego charakteryzują trzy temperatury T_g , T_s , T_m pozostające ze sobą w ścisłym związku, tak że znając dwie z nich można zawsze obliczyć trzecią.

Najczęściej zachodzi w praktyce przypadek, gdy :

$$T_g > T_s > T_m \quad (3)$$

co powoduje, że jest :

$$T_g \gg T_{piec} > T_s \quad (4)$$

Pozostałych pięć innych możliwości jest konsekwentnym uzupełnieniem przypadku podstawowego ujętego nierównościami (3) i (4).

Temperatury T_g , T_s , T_m wiąże równanie bilansowe :

$$\dot{Q}_{gs}^r + \dot{Q}_{gs}^k = \dot{Q}_{sm}^r \quad (5)$$

albo

$$\sigma_0 (T_g^4 - T_s^4) S_s \epsilon_{gs} \alpha_k S_i (T_g - T_s) = \sigma_0 (T_s^4 - T_m^4) S_s \epsilon_{sm} \psi_{sm} \quad (5a)$$

X/ Wyciąg z niepublikowanej pracy hab. A. Senkary.

Temperatura pieca zdefiniowana jest równaniem

$$\begin{aligned} \sigma_0 (T_g^4 - T_m^4) S_m \varepsilon_{gsm}^{r+k} &= \sigma_0 (T_{\text{piec}}^4 - T_m^4) (\varepsilon_{sm} \varphi_{ms} + \varepsilon_{gm}) S_m + \\ &+ \alpha_k (T_g - T_m) S_m \end{aligned} \quad (6)$$

przy czym jest

$$\varepsilon_{gsm}^{r+k} = \frac{\Lambda}{\varepsilon_{gs} + \varepsilon_{ks} + \varepsilon_{sm} \cdot \varphi_{sm}} \quad (7)$$

$$(8)$$

$$\Lambda = (\varepsilon_{gs} + \varepsilon_{ks})(\varepsilon_{gm} + \varepsilon_{km}) + (\varepsilon_{gm} + \varepsilon_{km}) \varepsilon_{sm} \varphi_{sm} + (\varepsilon_{gs} + \varepsilon_{ks}) \varepsilon_{sm} \varphi_{ms}$$

$$\varepsilon_{ks} = \frac{\alpha_k}{\sigma_0} \frac{T_g - T_s}{T_g^4 - T_s^4} \quad (9a)$$

$$\varepsilon_{km} = \frac{\alpha_k}{\sigma_0} \frac{T_g - T_m}{T_g^4 - T_m^4} \quad (9b)$$

Wielkości ε_{ij} oraz φ_{ij} ujmuję tab. 1.

Przekształcając równanie (6) i rozwiązując na T_{piec} otrzymuje się go w wprowadzeniu liczb kryterialnych

$$\theta_{\text{piec}} = \sqrt[4]{\theta_m^4 + (1 - \theta_m^4) \frac{\varepsilon_{gsm}^{r+k} - \varepsilon_{km}}{\varepsilon_{sm} \varphi_{ms} + \varepsilon_{gm}}} \quad (10)$$

a po zastąpieniu θ_m przez θ_s wg równania (5)

$$\theta_{\text{piec}} = \sqrt[4]{\theta_s^4 + (1 - \theta_s^4) \frac{\varepsilon_{gm}}{\varepsilon_{sm} \varphi_{ms} + \varepsilon_{gm}}} \quad (11)$$

Graficzny obraz równania (11) będący również nomogramem obliczeniowym przedstawia rys.2.

Tak zdefiniowana temperatura pieca jest w tym przypadku temperaturą z "punktu widzenia metalu" pośrednią między temperaturami T_g i T_s , które osiąga w przypadkach granicznych.

Jeśli nierówność (3) nie jest spełniona, to może być

a/ $T_m > T_s > T_g$

Wzory na θ_{piec} są identyczne ze wzorami (10) i (11)

b/ $T_g > T_m > T_s$ lub $T_s > T_m > T_g$

Struktura wzorów na θ_{piec} jest identyczna ze wzorami (10) i (11); należy w nich jednak zamienić indeksy "m" na "s" i odwrotnie

c/ $T_s > T_g > T_m$ lub $T_m > T_g > T_s$

Tab.1. Wzory na współczynniki ϵ_{ij} i ψ_{ij} ($\omega = \epsilon_m / \epsilon_s$)

$\psi_{ss} \neq 0$ i $\psi_{mm} \neq 0$	$\psi_{ss} \neq 0$ i $\psi_{mm} = 0$	$\psi_{ss} = 0$ i $\psi_{mm} = 0$
$\psi_{ss} = \frac{1}{\omega + 1}$ $\psi_{sm} = \frac{\omega}{\omega + 1}$ $\psi_{ms} = \frac{1}{\omega + 1}$ $\psi_{mm} = \frac{\omega}{\omega + 1}$	$\psi_{ss} = 1 - \omega$ $\psi_{sm} = \omega$ $\psi_{ms} = 1$ $\psi_{mm} = 0$	$\psi_{ss} = 0$ $\psi_{sm} = 1$ $\psi_{ms} = 1$ $\psi_{mm} = 0$
$\epsilon_{gs} = \frac{1}{\lambda_1} \epsilon_g \epsilon_s$	$\epsilon_{gs} = \frac{1}{\lambda_2} \epsilon_g \epsilon_s [1 + \psi_{sm} \cdot (1 - \epsilon_g)(1 - \epsilon_m)]$	$\epsilon_{gs} = \frac{1}{\lambda_3} \epsilon_g \epsilon_s [1 + (1 - \epsilon_g)(1 - \epsilon_m)]$
$\epsilon_{gm} = \frac{1}{\lambda_1} \epsilon_g \epsilon_m$	$\epsilon_{gm} = \frac{1}{\lambda_2} \epsilon_g \epsilon_m [1 + \psi_{sm}(1 - \epsilon_g)(1 - \epsilon_s)]$	$\epsilon_{gm} = \frac{1}{\lambda_3} \epsilon_g \epsilon_m [1 + (1 - \epsilon_g)(1 - \epsilon_s)]$
$\epsilon_{sm} = \frac{1}{\lambda_1} \epsilon_s \epsilon_m (1 - \epsilon_g)$	$\epsilon_{sm} = \frac{1}{\lambda_2} \epsilon_s \epsilon_m (1 - \epsilon_g)$	$\epsilon_{sm} = \frac{1}{\lambda_3} \epsilon_s \epsilon_m (1 - \epsilon_g)$
$\lambda_1 = [1 - \psi_{ss}(1 - \epsilon_g) \cdot (1 - \epsilon_s)] [1 - \psi_{sm} \cdot (1 - \epsilon_g)(1 - \epsilon_m)] - \psi_{sm} \psi_{ms} (1 - \epsilon_g^2) \cdot (1 - \epsilon_s)(1 - \epsilon_m)$	$\lambda_2 = 1 - (1 - \epsilon_g)(1 - \epsilon_s) \cdot [\psi_{ss} + \psi_{sm}(1 - \epsilon_g) \cdot (1 - \epsilon_m)]$	$\lambda_3 = 1 - (1 - \epsilon_g^2) \cdot (1 - \epsilon_s)(1 - \epsilon_m)$

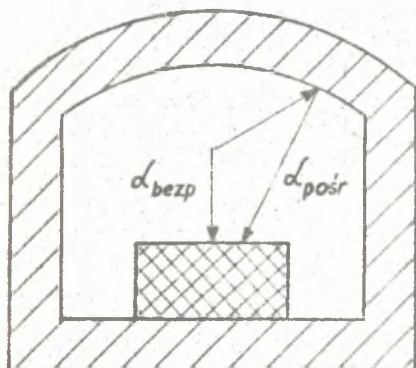
Indeksy :

- g dotyczy gazu i płomienia
- ij wskaźniki zamiast g, s, m
- k dotyczy konwekcji
- m dotyczy wsadu /materiału/
- o dotyczy ciała czarnego
- p przy stałym ciśnieniu
- piec dotyczy pieca
- r dotyczy promieniowania lub zastępczy.
- str dotyczy strat zewnętrznych
- s dotyczy ściany
- 0,1,2,3 wskaźnik kolejny

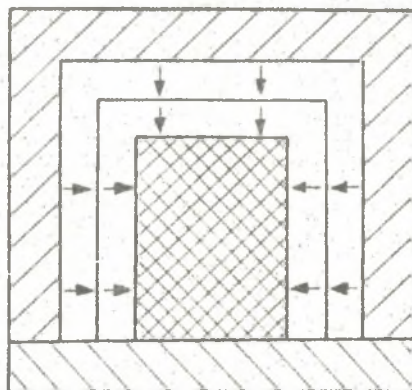
Tab.2. Wykaz oznaczeń

Oznaczenie	Wyjaśnienie	Wymiar
λ	współczynnik	---
c	pojemność cieplna właściwa	$J/(m^3 \cdot K)$
K	symbol liczby podobieństwa	---
n	współczynnik, wykładnik potęgowy	---
\dot{Q}	strumień ciepły	W
S	powierzchnia	m^2
T	temperatura bezwzględna	K
\dot{V}	strumień objętości	m^3/s
α	współczynnik wymiany ciepła	$W/(m^2 \cdot K)$
ε	współczynnik emisji	---
θ	temperatura względna	---
Π	symbol iloczynu	---
σ_0	stała promieniowania ciała czarnego; $\sigma_0 = 5,77 \cdot 10^{-8} W/(m^2 K^4)$	$W/(m^2 \cdot K^4)$
ψ	współczynnik kątowy	---
Φ	symbol funkcji	---
ω	stosunek powierzchni; $\omega = \frac{S_m}{S_s}$	---

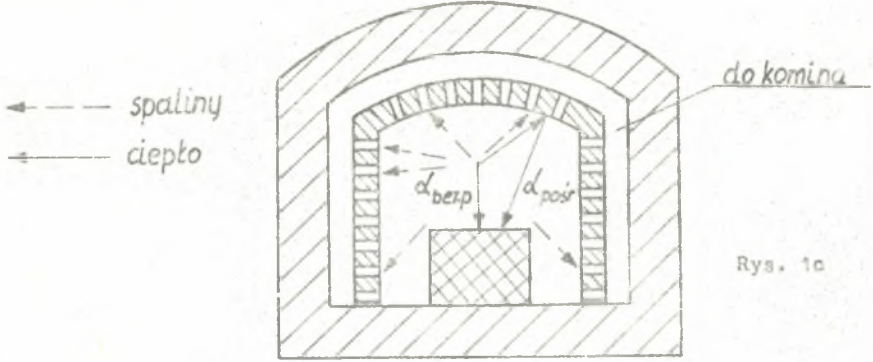
Rys. 1. Schematy komór pieców grzewczych /opis w tekście/.



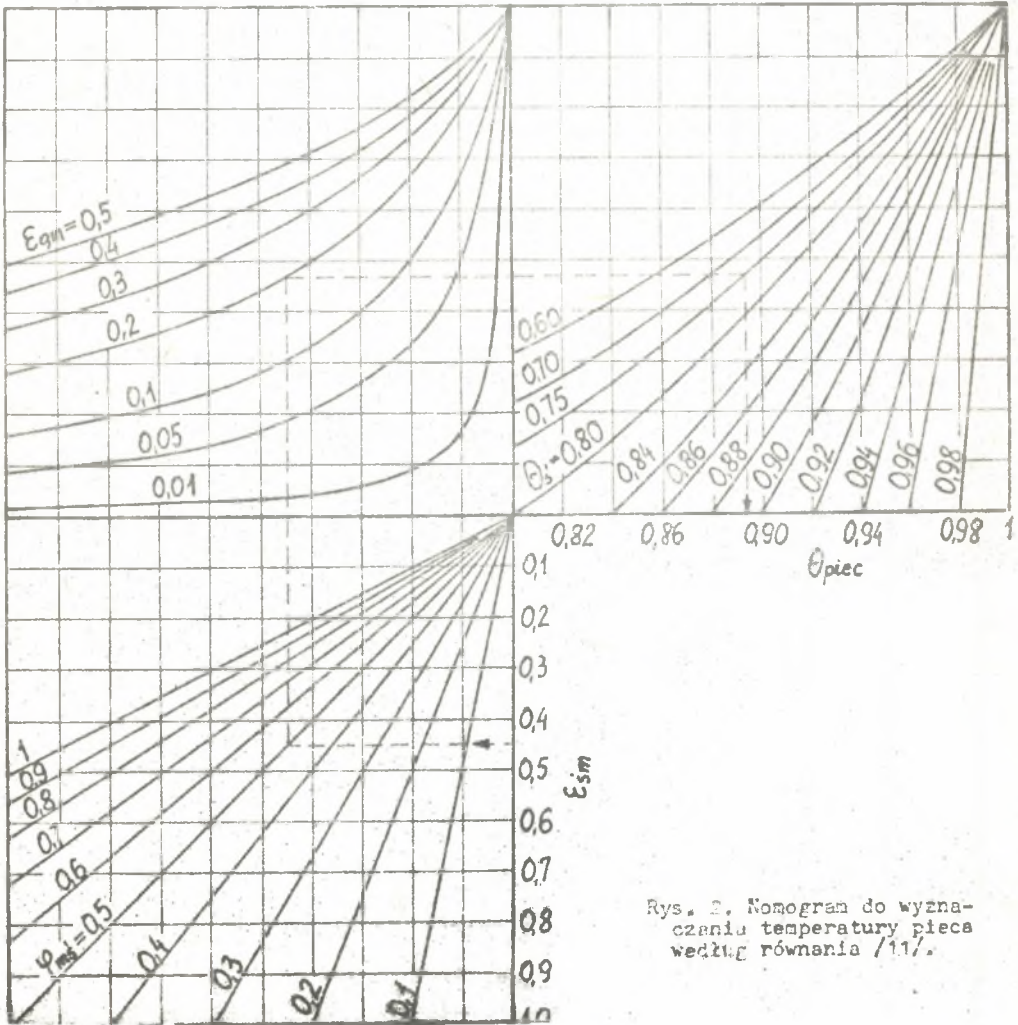
Rys. 1a



Rys. 1b



Rys. 1c



Rys. 2. Nomogram do wyznaczenia temperatury pieca według równania (117).

We wzroze na $\varepsilon_{\acute{s}gm}^{r+k}$ pojawia si\k{e} wyraźnie ω i jest

$$\varepsilon_{\acute{s}gm}^{r+k} = \frac{\Lambda}{\varepsilon_{g\acute{s}} + \varepsilon_{k\acute{s}} + \omega(\varepsilon_{gm} + \varepsilon_{km})} \quad (12)$$

a wzory na temperatur\k{e} pieca przyjmuj\k{a} post\k{a}\c{c}

$$\theta_{\text{piec}} = \sqrt[4]{1 + (1 - \theta_m^4) \frac{(\varepsilon_{gm} + \varepsilon_{km}) \varepsilon_{\acute{s}m} \varphi_{\acute{s}m}}{(\varepsilon_{g\acute{s}} + \varepsilon_{k\acute{s}}) (\varepsilon_{\acute{s}m} \varphi_{m\acute{s}} + \varepsilon_{gm})}} \quad (13)$$

$$\theta_{\text{piec}} = \sqrt[4]{1 + (\theta_s^4 - 1) \frac{\varepsilon_{\acute{s}m} \varphi_{\acute{s}m}}{\omega (\varepsilon_{\acute{s}m} \varphi_{m\acute{s}} + \varepsilon_{gm})}} \quad (14)$$

Temperatura pieca jest zatem skomplikowan\k{a} funkcj\k{a} obok θ_1 wielu parametr\k{ow} wyst\k{e}puj\k{a}cych we wsp\k{oc}zynnikach ε_{ij} i φ_{ij} , kt\k{ore} wsp\k{ol}nie określaj\k{a} r\k{owni\k{e}ż obszar waźnośc\i modelu / wyrażenie pod pierwiastkiem nie może by\c{c} ujemne /. Szczeg\k{ol}owe om\k{ow}ienie tego przekracza ramy niniejszego referatu i znajdzie je czytelnik w pracach autor\k{ow} referatu przytoczonych w sp\i)sie literatury.

LITERATURA

- [1] Pietunin A.M., Syrkin S.P.: Pribliżennaja teorija ogniewogo modelirowanija, Sow. Kotłoturboostrojenije Nr 8, 1937.
- [2] Poljak G.L.: Urawnienije łuczistogo tiepłoozbmiena pri naliczii łuczepogł\k{a}szczajuszcz\k{e}j i rassiewajuszcz\k{e}j sredy, sostawlennoje na rezultatiwnoje izłuczenije, DAN SSSR t.XXVII Nr 1, 1940.
- [3] Niewskij A.S.: Urawnienija łuczistoj energii i podobije izłuczajuszczich sistiem, Żurn. Techn. Fiz. t.X Nr 18, 1940.
- [4] Gurwicz A.M.: O primienienii teoriii podobija k łuczistomu tiepłoozbmienu w topkach, DAN SSSR t.XXVIII Nr 7, 1940.
- [5] Gurwicz A.M.: Podobije jawlenij tiepłoozbmiena w topocznych ustrojstwach, Izd. AN SSSR OTN Nr 1-2, 1942 i Nr 1-2, 1943.
- [6] Paliejew I.I.: Osnownyje principy modelirowanija tiepłowego processa martienowskich piecz\k{e}j, Stal Nr 7-8, 1945.
- [7] Rostowski S.E.: Ogniewoje modelirowanije bezpłamiennych piecz\k{e}j, Sb. Trudow C.N.I.I.C.M. Nr 2, 1953.
- [8] Masłowski P.M.: Primienienije teoriii podobija k izuczeniju tiepłoozbmiena w martienowskich pieczach, Stal Nr 5, 1952.
- [9] Masłowski P.M.: Izuczenije tiepłowej raboty martienowskich piecz\k{e}j na osnowie teoriii podobija, Metaliurgizdat, 1940.
- [10] Konakow P.K.: Ob awtomodelnosti temperaturnogo polja kotielnych topok, Sb. Teorija podobija i modelirowanija, AN SSSR, 1951.
- [11] Kirpiczew M.W., Michiejew M.A.: Modelirowanije tiepłowych ustrojstw, Izd. AN SSSR, 1936.

- [12] Niewskij A.S.: Primienienije teorii podobija k analizu jawlenija tieploobmiena w pieczach i topkach, Sb. Tieploperedacza i tieplowoje modelirowanije, AN SSSR, 1959.
- [13] Niewskij A.S.: Luczistyj tieploobmien w pieczach i topkach, Mietałurgia, 1971.
- [14] Szorin S.N., Poljak G.L., Kolczenozowa I.P., Adrianow W.N., Jermolajew O.N.: Swietowoje modelirowanije luczistogo tieploobmiena, Sb. Tieploperedacza i tieplowoje modelirowanije, AN SSSR, 1959.
- [15] Hackeschmidt M., Hampsch S.: Zur Anwendung der Lichtmodellierung für die Wärmeübertragung durch Oberflächenstrahlung, Freiberg Forschungshefte A 486, 1971, oraz Zeszyty Nauk. AGH, Nr 265, 1970.
- [16] Macewitij J.M.: Elektrieskoje modelirowanije nieliniejnych zadacz tiechnicznej tiepłofizyki, Naukowa Dumka, 1977.
- [17] Hackeschmidt M.: Strömungstechnik T.3 - Ähnlichkeit, Analogie, Modell, Grundstoffverlag, 1972.
- [18] Gutenmacher L.I.: Elektrieskije modeli, Izd. AN SSSR, 1949.
- [19] Kozdoba P.A.: Elektrieskoje modelirowanije jawlenij tieplo- i massopierienosa, Energia, 1972.
- [20] Kuczmin M.P.: Elektrieskoje modelirowanije niestacjonarnych processow tieploobmiena, Energia, 1974.
- [21] Schupe W.: Vereinfachte Berechnung des Strahlungswärmeübergangs in Industrieöfen und Vergleich mit Messungen in einer Versuchskammer, B.A. Clausthal, 1974.
- [22] Tajc N.J.: Rasszczety nagriewatielnych pieczej, Tiechnika, 1969.
- [23] Glinkow M.A.: Osnowy obszczej tierii pieczej, Mietałurgizdat, 1962.
- [24] Glinkow M.A., Glinkow G.M.: Obszczaja teorija pieczej, Mietałurgizdat, 1978.
- [25] Zobnin B.E.: Nagriewatielnyje pieczy, teorija i rasszczet, Maszynostrojenije, 1964.
- [26] Tielegin A.S.: Tieplotiechniceskije rasszczety mietałurgiceskich pieczej, Mietałurgija, 1970.
- [27] Tymczak W.M.: Sprawocznik konstruktora pieczej prokatnogo proizvodstwa, Mietałurgija, 1970.
- [28] Heiligenstaedt W.: Wärmetechnische Rechnungen für Industrieöfen, Stahleisen Verlag, 1966.
- [29] Senkara T.: Wärmetechnische Rechnungen für gas- und Ölbeheizte Wärmeöfen, Vulkanverlag, 1977.
- [30] Senkara T.: Obliczenia cieplne pieców grzewczych w hutnictwie, Wyd. Śląsk, 1981.
- [31] Senkara T.: Uproszczony model matematyczny wymiany ciepła w piecach płomiennych, Arch. Termod. nr 4, 1983, s.118/132.
- [32] Senkara T.: Ein vereinfachtes mathematisches Modell der Ofentemperatur des Flammenofens, Arch. Eisenhüttenw. Nr 3, 1984, s.119/126.
- [33] Kolenda Z., Szmyd J., Słupek S.: Mathematical Model of radiative transfer in combustion chamber with supplementary data, Arch. Hutn. Nr 4, 1982, s.355/370.
- [34] Senkara A., Senkara T.: Ein neues mathematisches Modell des Wärmeübergangs und der Ofentemperatur in Flammenöfen /praca odesłana do druku we Freiberg - Forschungshefte B.A./.
- [35] Senkara A.: Die Wärmeübertragung in Wänden mit kanalartiger Porosität, Freiberg Forschungsheft H.A. 663, 1982, s.7/31.
- [36] Poljak G.L., Szorin S.N.: Izd. AN SSSR OTN, Nr 12, 1949, s.1832/1847.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАДИАЦИОННОГО ТЕПЛООБМЕНА В ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧАХ

Резюме

В работе представлены общие принципы моделирования радиационного теплообмена в рабочем пространстве тепловых устройств при помощи теории подобия и аналогии. Описаны использованные для этого математические модели. Подробно рассмотрено формулирование этих модели для рабочего пространства нагревательных печей, которые могут быть рассчитаны как адиабатные и неадиабатные /без потерь тепла в окружающую среду или с учётом этих потерь/, или по виду теплообмена на радиационные и радиационно - конвекционные. Дана примерная математическая модель с другим определением температуры печи, учитывающая также конвективный теплообмен для любой температуры стен печи, нагрузки и дымовых газов. Результаты представлены в виде номограммы на рис. 2.

MODELLING OF RADIATIVE HEAT TRANSFER IN INDUSTRIAL FURNACES

Summary

The general principles of radiative heat transfer modelling, based on similarity theory and analogy, for industrial furnaces are shown. In details is discussed process of modelling of heating furnaces chambers, which one can divide into two types: an adiabatic and nonadiabatic /with heat losses to environment or without it/; they also can be divided as a radiative or radiative-convective chambers. As an example a new model with the concept „furnace temperature“ is described, in which both radiative and convective heat transfer are taken into account. This may be used in any relation between the temperature of furnace gases, the walls and heating materials. The results are shown on the nomogram on fig. 2.

Praca wpłynęła do Redakcji w maju 1985 r.

Recenzent: doc. dr hab. inż. Edward Kostowski