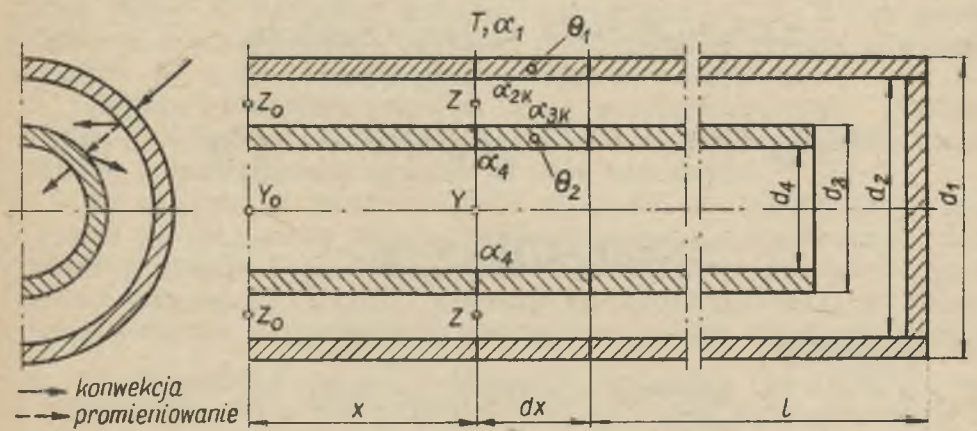
ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1964
Seria: ENERGETYKA z. 17 Nr kol. 123

EDWARD KOSTOWSKI[x)]

OBLICZENIA CIEPLNE ELEMENTU FIELDA Z UWZGLĘDNIENIEM PROMIENIOWANIA POMIĘDZY ŚCIANKAMI ELEMENTU

Wymienniki ciepła zbudowane z elementów Fielda są dość powszechnie stosowane w technice. Rozwiązania równań na rozkład temperatur płynu i ścianek wzdłuż elementu Fielda zależą od schematu przepływu płynu. Najprostsze rozwiązania otrzymuje się wówczas, gdy można przyjąć, że temperatura czynnika na zewnątrz elementu jest stała. Rozwiązania podawane w literaturze ograniczają się do wymiany ciepła przez konwekcję wewnątrz elementu i mogą być stosowane wówczas, gdy wewnątrz elementu Fielda przepływa ciecz. W przypadku gazów występuje dodatkowo promieniowanie pomiędzy rurą zewnętrzną i wewnętrzną (rys. 1), co szczególnie przy wysokich temperaturach i du-



Rys. 1. Schemat wymiany ciepła w elemencie Fielda z uwzględnieniem promieniowania

x) St. asyst. mgr inż. Edward Kostowski,
Katedra Energetyki Cieplnej.

żych wartościach emisyjności materiału ścianek zwiększa intensywność wymiany ciepła. Z taką sytuacją spotykamy się przy próbie zastosowania elementów Fielda do rekuperatorów dla pieców grzewczych w hutnictwie. Przy założeniu podgrzania powietrza do ok. 600°C temperatura rury zewnętrznej przekracza 700°C, a ponieważ emisyjność stali utlenionej wynosi ok. 0,8, intensywność promieniowania jest bardzo duża i należy ją uwzględnić w obliczeniach.

Równania bilansu ciepła dla elementu o długości dx, odległego o x od początku układu (rys. 1) przy uwzględnieniu promieniowania i założeniu ogrzewania gazu wewnątrz elementu mają postać:

$$\pi d_1 \alpha_1 (T-\theta_1) dx = \pi d_2 \alpha_{2k} (\theta_1 - Z) dx + \pi d_2 \varepsilon_{2-3} C_c \cdot \left[\left(\frac{\theta_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{\theta_2}{100}\right)^4 \right] dx \tag{1}$$

$$\pi d_2 \varepsilon_{2-3} C_c \left[\left(\frac{\theta_1}{100}\right)^4 - \left(\frac{\theta_2}{100}\right)^4 \right] dx = \pi d_3 \alpha_{3k} (\theta_2 - Z) dx + \pi d_4 \alpha_4 (\theta_2 - Y) dx \tag{2}$$

$$\pi d_2 \alpha_{2k} (\theta_1 - Z) dx + \pi d_3 \alpha_{3k} (\theta_2 - Z) dx = - W_z dZ \tag{3}$$

$$\pi d_4 \alpha_4 (\theta_2 - Y) dx = W_y dY \tag{4}$$

gdzie oznaczono:

$d_1, \ldots d_4$ - średnice rur (od największej do najmniejszej),

α_i - całkowity współczynnik wnikania ciepła dla pow. "i",

α_{ik} - konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła dla pow. "i",

T - temperatura gazu na zewnątrz elementu,

Y, Z, dY, dZ - temperatury i przyrosty temperatur gazu wewnątrz elementu,

θ_i - temperatury ścianek,

dx - długość elementarna,

W_y, W_z - równoważniki wodne gazu ogrzewnego,

ε_{2-3} - stosunek wymiany energii promienistej pomiędzy rurami.

W równaniach tych pominięto przewodnictwo ciepła wzdłuż rury i spadek temperatury w ściance.

Powyższy układ równań trudno, ze względu na nieliniowość, rozwiązać w postaci ogólnej. Można jednak zastosować metody różnicowe, a rozwiązanie dla poszczególnego elementu znajdować drogą kolejnych przybliżeń.

Współczynniki wnikania ciepła α_{2k}, α_{3k}, α_4 oraz równoważniki wodne $\dot{W}$ zależą od założonej ilości gazu i średnic.

Rozwiązanie dla całego elementu najprościej otrzymuje się w ten sposób, że zakłada się wartości początkowe Y_o i Z_o, metodą kolejnych przybliżeń dla $dx = 1$ rozwiązuje się układ równań (1) ÷ (2), a następnie z równań (3) i (4) oblicza się przyrosty ΔY i ΔZ dla odcinka o określonej małej długości $dx = 1$. Wartości końcowe temperatur Y i Z są początkowymi dla następnego odcinka. W miejscu zrównania się temperatur X i Y otrzymuje się długość elementu.

Metoda różnicowa pozwala łatwo uwzględnić wpływ temperatury i odcinka rozbiegowego na współczynniki wnikania ciepła, czego w rozwiązaniu ogólnym zrobić nie można.

Ze względu na powtarzalność obliczeń najlepiej jest wykonywać je za pomocą maszyny matematycznej. Dotychczas w wyżej podany sposób obliczono powierzchnię jednego rekuperatora. Analiza otrzymanych danych wykazuje interesujące zalety takiego rekuperatora w porównaniu z dotychczasowymi konstrukcjami:

1. Umożliwia wyższe podgrzanie powietrza (ok. 600°C), przy czym temperatura ścianek jest niższa niż w rekuperatorach innego typu o podobnym podgrzaniu.

2. Obecność rury wewnętrznej powoduje zwiększone w porównaniu z pojedynczą rurą zużycie materiału, ale w sekcji wysokotemperaturowej względny wzrost wymiany ciepła jest większy niż względny wzrost zużycia materiału.

Wadą jest wysoki koszt materiału, gdyż na elementy Fielda pracujące w wysokich temperaturach używa się wysokostopowych stali żaroodpornych.

Wszechstronnego zbadania wymagają wzajemne wpływy parametrów konstrukcyjnych elementu Fielda na jego wydajność cieplną.