

Jan SZARGUT

Joachim KOZIOŁ

Eugeniusz MAJZA

Instytut Techniki Ciepłej
Politechniki Śląskiej

TEORIA WYKORZYSTANIA ENERGII ODPADOWEJ

Streszczenie. Zdefiniowano zasoby energii odpadowej w skali zakładu przemysłowego i w skali kraju. Przedstawiono metodę przewidywania efektów wykorzystania fizycznej energii odpadowej spalin w rekuperatorach, za pomocą równań charakterystyki energetycznej pieca i przez porównanie bilansów energii. Omówiono rekuperację fizyczną przy stałej i zmiennej jakości paliwa oraz rekuperację chemiczną. Przedstawiono efekty wykorzystania entalpii fizycznej spalin w konwekcyjnych komorach strumieniowych. Naświetlono efekty autonomicznego podgrzewania substratów spalania przy stałym i zmiennym składzie paliwa. Omówiono efekty działania kotłów odzyskowych i instalacji chłodzenia wyparkowego. Przedyskutowano problemy wykorzystania entalpii fizycznej stałych i ciekłych produktów oraz efekty działania turbin rozprężnych wykorzystujących podwyższone ciśnienie gazu wielkopiecowego.

Wykorzystanie energii odpadowej jest jednym z podstawowych sposobów racjonalizacji gospodarki energetycznej. Celem wykorzystania energii odpadowej jest oszczędność paliw. Konsekwencją zmniejszenia zużycia energii chemicznej paliw jest również ograniczenie odprowadzenia do otoczenia szkodliwych produktów spalania. Często wykorzystanie energii odpadowej pozwala ponadto na uzyskiwanie efektów dodatkowych takich jak:

- zwiększenie wydajności urządzeń,
- poprawa technologicznych warunków produkcji,
- możliwość wykorzystania gorszych jakościowo surowców,
- poprawa jakości wytworzonych produktów.

Wykorzystanie energii odpadowej wymaga nakładów inwestycyjnych. Podejmowanie decyzji inwestycyjnych powinno być poprzedzone analizą techniczno-ekonomiczną, a w szczególności oceną zasobów energii odpadowej.

1. ZASOBY ENERGII ODPADOWEJ

Przez zasoby energii odpadowej należy rozumieć ekonomicznie uzasadnioną ilość energii chemicznej paliw $-\Delta E_{ch}$, jaką można zaoszczędzić przez wykorzystanie energii odpadowej przy uwzględnieniu technicznych możliwości i potrzeb występujących w danym zakładzie.

Ocenę zasobów energii odpadowej można przeprowadzić w odniesieniu do oszczędności paliw w danym zakładzie ($-\Delta E_{ch}$) lub w skali całej gospodarki narodowej ($-\Delta E_{ch}^*$). W pierwszym przypadku uwzględnia się tylko sprawność energetyczną urządzeń działających w danym zakładzie. W drugim przypadku oszczędność paliw oblicza się przy uwzględnieniu skumulowanej sprawności energetycznej pozyskiwania nośników energii η^* [7]. Sprawności te podano w tabelicy 1. Sprawność η^* jest mniejsza od jedności i dlatego oszczędność energii chemicznej ($-\Delta E_{ch}^*$) uzyskiwana w skali gospodarki kraju jest nieraz znacznie większa od oszczędności ($-\Delta E_{ch}$) uzyskiwanej bezpośrednio w analizowanym procesie:

$$-\Delta E_{ch}^* = \frac{1}{\eta^*} (-\Delta E_{ch}) \quad (1)$$

Tabelica 1

Skumulowana sprawność energetyczna pozyskiwania nośników energii

W y s z c z e g ó l n i e n i e	Skumulowana sprawność pozyskania
Węgiel kamienny	0,94
Węgiel brunatny	0,92
Koks hutniczy	0,78
Koks pogazowy	0,71
Gaz koksowniczy	0,78
Gaz wielkopiecowy	0,70
Gaz ziemny wysokometanowy	0,98
Gaz ziemny zaazotowany	0,97
Olaj opałowy	0,81
Energia elektryczna	0,25

2. WYKORZYSTANIE FIZYCZNEJ ENERGII ODPADOWEJ SPALIN
W REKUPERATORACH

Oszczędność paliwa możliwą do uzyskania w piecu grzejnym określa się zazwyczaj przez porównanie bilansów energii pieca w warunkach stosowania rekuperacji oraz w procesie bezrekuperacyjnym. Porównanie takie powinno

się przeprowadzić przy jednakowych efektach użytecznych pieca (np. wydajności cieplnej, rodzaju wsadu itp.). Wymagana jest ponadto znajomość wpływu zmian warunków eksploatacji na temperaturę spalin odpływających z komory pieca. Wpływ ten można wyznaczyć za pomocą charakterystyki energetycznej pieca. Przed przystąpieniem do wykorzystania energii odpadowej spalin powinno się zapewnić technicznie uzasadnione warunki eksploatacji pieca, tzn. dostateczną szczelność komory spalania oraz kanałów spalinyowych, jak również stosowanie optymalnego nadmiaru powietrza do spalnia.

2.1. Charakterystyka energetyczna pieca

Charakterystyka energetyczna pieca ujmuje zależność strumienia spalanego paliwa oraz temperatury spalin odpływających z pieca od takich wielkości jak: wydajność pieca, temperatury podgrzania substratów procesu spalania, wartość opałowa paliwa, temperatury wsadu przed i po jego nagrzananiu w piecu, stosunek nadmiaru powietrza itp.

Procesy przebiegające w piecu grzejnym najdokładniej opisuje charakterystyka wyznaczona metodą teoretyczno-statystyczną. Ogólną postać równań charakterystyki uzyskuje się na podstawie uproszczonej analizy teoretycznej zjawisk zachodzących w piecu. Równania te oprócz zmiennych parametrów eksploatacji zawierają stałe współczynniki, których wartość określa się metodami statystycznymi. Wykorzystuje się przy tym pomiary przeprowadzone w ustalonych warunkach pracy pieca.

Przykładowe równania charakterystyki energetycznej dwustrefowego pieca grzejnego mają postać [1]:

$$\dot{P} = \frac{a_1 + a_2 \dot{Q}_{uż}}{W_d + q_R - S \Delta T_s} \quad (2)$$

$$T_s = T_{wd} + \left(a_3 \frac{W_d + q_R}{S} - T_{ww} + T_{ot} \right) \exp \left[a_4 + \frac{a_5}{\dot{P}S} + a_6 \frac{\dot{Q}_{uż}}{\dot{P}S(T_{ww} - T_{wd})} + a_7 \frac{\dot{Q}_{uż}}{T_{ww} - T_{wd}} \right] \quad (3)$$

gdzie:

- $\dot{Q}_{uż}$ - wydajność cieplna pieca,
- \dot{P} - strumień spalanego paliwa,
- T_s - temperatura spalin odpływających z komory pieca,
- T_{wd}, T_{ww} - temperatura wsadu przed i po nagrzwaniu w piecu,
- W_d - wartość opałowa paliwa,
- S - średnia pojemność cieplna spalin, w zakresie od temperatury otoczenia T_{ot} do T_s , odniesiona do jednostki paliwa,

- q_R - ciepło rekuperacji odniesione do jednostki paliwa,
 a_1, \dots, a_7 - stałe współczynniki w równaniu charakterystyki energetycznej,
 ΔT - nadwyżka temperatury liczona od temperatury otoczenia.

Wyznaczenie dla poszczególnych pieców szczegółowej teoretyczno-statystycznych charakterystyk energetycznych wymaga dużego nakładu pracy. Dlatego w obliczeniach technicznych często stosuje się uproszczoną postać tej charakterystyki [2]:

$$\dot{P}S[\Delta T_{ch} - (1 + \chi) \Delta T_s] = \dot{Q}_{uz} + \dot{Q}_{ow} + \dot{I}_{sw} \quad (4)$$

$$\Delta T_s = \Delta T_{s0} - (\chi - 1)(\Delta T_{ch} - \Delta T_{ch0}) + \gamma(\dot{Q}_{uz} - \dot{Q}_{uz0}) \quad (5)$$

gdzie

$$\Delta T_{ch} = \frac{W_d + q_R}{S} \quad (6)$$

gdzie:

- T_{ch} - temperatura charakterystyczna procesu spalania paliwa,
 χ - wskaźnik zwiększenia pojemności cieplnej spalin uwzględniający wnikanie powietrza szkodliwego oraz wybijanie spalin β ,
 χ, γ - wskaźniki rozkładu temperatury spalin w piecu,
 \dot{Q}_{ow} - strumień ciepła traconego do otoczenia i wody chłodzącej,
 \dot{I}_{sw} - entalpia strumienia spalin wybijanych z pieca.

Różnice pojemności cieplnych strumieni wybijanych spalin oraz powietrza szkodliwego wnikającego do komory spalania są w przybliżeniu stałe:

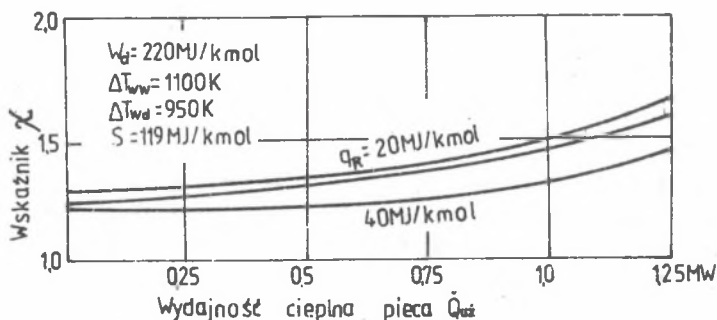
$$\chi_0 \dot{P}_0 S_0 = \chi \dot{P} S \quad (7)$$

Ponadto przy niewielkich zmianach parametrów eksploatacyjnych pieca wartości liczbowe χ, γ można uważać za stałe i wyznaczać metodami statystycznymi. Wskaźnik χ_0 wyznacza się natomiast opierając się na jednorazowym pomiarze [2].

Indeksem "0" oznaczono w równaniach (5), (7) parametry odpowiadające stanowi początkowemu przed udoskonaleniem. Zazwyczaj przy ocenie wpływu rekuperacji na pracę pieca stan początkowy charakteryzuje się niższym poziomem rekuperacji. W przypadku granicznym przyjmuje się $q_{RO} = 0$. Symbole bez indeksu "0" dotyczą stanu po usprawnieniu.

Do wyznaczenia wskaźnika χ rozkładu temperatury w piecu można również wykorzystać temperaturę spalin obliczoną ze szczegółowej charakterystyki

energetycznej pieca (3). Możliwa jest wtedy ocena wpływu warunków eksploatacji na wartość wskaźnika (rys. 1). Z doświadczeń uzyskanych przy wyzna-



Rys. 1. Wpływ warunków eksploatacji na wartość wskaźnika X w przykładowym piecu grzejnym

Fig. 1. Influence of the exploitation conditions on the value of the index X in a heating furnace (example)

czeniu wskaźnika wynikają następujące spostrzeżenia:

- Wskaźniki X zależą od typu pieca. W przypadku pieców komorowych wartości X są zbliżone do jedności. Dla pieców o działaniu ciągłym X powinno być większe od jedności.
- Istotny wpływ na wartość wskaźnika X ma nieszczelność pieca. Zásysanie powietrza szkodliwego sprzyja występowaniu $X < 1$. Wybijaniu spalin z pieca odpowiada zwiększenie wartości X .
- Przyczynę uzyskiwania w niektórych piecach wartości $X < 1$ są nie tylko warunki eksploatacji, ale równocześnie zbyt mała długość trzonu w stosunku do uzyskiwanej wydajności lub złe rozmieszczenie palników.

2.2. Wskaźniki użyteczności rekuperacji

Przy założeniu stałej wydajności cieplnej pieca po uwzględnieniu zależności (7) uzyskuje się następujące równanie bilansu energii dla komory pieca przed oraz po zmianie zakresu rekuperacji:

$$\dot{P}_O(W_{dO} + q_{RO}) = \dot{Q}_{uZ} + \dot{Q}_{ow} + \dot{I}_{sw} + \dot{P}_O(1 + \alpha_O)S_O\Delta T_{sO} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \dot{P}_O(1 - \omega)(W_d + q_R) = \dot{Q}_{uZ} + \dot{Q}_{ow} + \dot{I}_{sw} + \dot{P}_O(1 - \omega)S\Delta T_s \\ + \dot{P}_O S_O \alpha_O \Delta T_s \end{aligned} \quad (9)$$

$$\omega = 1 - \frac{\dot{P}}{\dot{P}_O} \quad (10)$$

Z równań (1) i (2) wynika:

$$\omega = \frac{(W_d - W_{d0}) + (\Delta q_R) - [S + \chi_0 S_0] \Delta T_s + S_0(1 + \chi_0) \Delta T_{s0}}{W_d + q_R - S \Delta T_s} \quad (11)$$

gdzie:

$$\Delta q_R = q_R - q_{R0}$$

Zależność między temperaturami T_s i T_{s0} można wyznaczyć z równania (5).

Przy ocenie wpływu rekuperacji na zużycie paliwa w piecu przy równoczesnej zmianie jego jakości zwykło się stosować wskaźnik względnej oszczędności energii chemicznej paliwa:

$$\omega_E = \frac{\dot{P}_0 W_{d0} - \dot{P} W_d}{\dot{P}_0 W_{d0}} = 1 - (1 - \omega) \frac{W_d}{W_{d0}} \quad (12)$$

Miarą efektywności rekuperacji jest stosunek zaoszczędzonej energii ($-\Delta \dot{E}_{ch}$) do przyrostu ciepła przekazanego w rekuperatorze $\Delta \dot{Q}_R$. Stosunek ten nazwano mnożnikiem oszczędności energii chemicznej:

$$\mu_E = \frac{-\Delta \dot{E}_{ch}}{\Delta \dot{Q}_R} = \omega_E \frac{W_{d0}}{\Delta q_R - \omega q_R} = \frac{\omega_E}{(1 - \omega_E)} \frac{W_d}{\Delta q_R - \frac{\omega}{1 - \omega} q_{R0}} \quad (13)$$

Mnożnik oszczędności energii chemicznej jest zwykle wyraźnie większy od jedności.

2.3. Szczególne przypadki rekuperacji

2.3.1. Rekuperacja fizyczna przy stałej jakości paliwa

Dla stałej jakości paliwa ($W_d = W_{d0}$) z równań (5), (11) i (12) uzyskuje się:

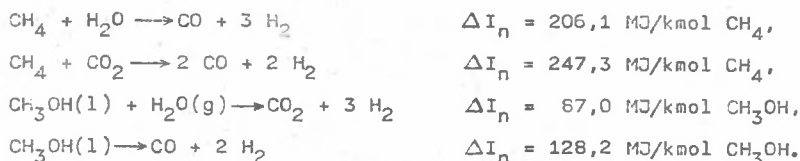
$$\omega = \omega_E = \frac{[\chi + \chi_0(\chi - 1)] \Delta q_R}{W_d + q_{R0} + \chi \Delta q_R - S \Delta T_{s0}} \quad (14)$$

Ze wzoru (13) wynika:

$$\mu_E = \frac{W_d [\chi + \chi_0(\chi - 1)]}{W_d - (\chi - 1)q_{R0} - \chi_0(\chi - 1)(q_{R0} + \Delta q_R) - S \Delta T_{s0}} \quad (15)$$

2.3.2. Rekuperacja chemiczna

Podwyższoną temperaturę odpywających spalin lub innych produktów gazowych można wykorzystać do zwiększenia entalpii chemicznej paliwa, przez zrealizowanie reakcji endotermicznych między składnikami paliwa i H_2O lub CO_2 albo przez katalityczne rozłożenie paliwa. Opisany proces nazwano rekuperacją chemiczną. Następujące typowe reakcje endotermiczne można wykorzystać do rekuperacji chemicznej:



Wszystkie węglowodory mogą reagować podobnie do dwu pierwszych reakcji.

Rekuperacja chemiczna zwiększa pozorną pojemność cieplną paliwa, umożliwia więc zwiększenie ciepła rekuperacji bez podwyższenia temperatury podgrzanego paliwa. Jeżeli na przykład piec przemysłowy zasilany gazem ziemnym wysokometanowym jest zaopatrzony w regeneratory, w których podgrzewa się powietrze i paliwo do temperatury 1400 K, to ciepło pochłonięte przez powietrze wynosi 369 MJ/kmol CH_4 i ciepło pochłonięte przez paliwo 70,6 MJ/kmol CH_4 . Wprowadzenie rekuperacji chemicznej pozwala zwiększyć ciepło pochłonięte przez paliwo do 342 MJ/kmol CH_4 [5].

Endotermiczna reakcja węglowodorów z CO_2 (a w pewnych zakresach temperatury również z H_2O) może prowadzić do niepożądanego powstawania sadzy. Na rys. 2 przedstawiono skład równowagowy produktów dla reakcji metanu z H_2O i CO_2 w proporcji 1:1. Duży jest zakres występowania sadzy szczególnie przy reakcji z CO_2 . Powstawanie sadzy można ograniczyć przez wprowadzenie nadmiaru H_2O [5].

Przy wyznaczeniu efektu energetycznego rekuperacji chemicznej należy uwzględnić zwiększenie pojemności cieplnej spalin na jednostkę paliwa wyjściowego oraz przyrost ciepła rekuperacji uzyskany dzięki rekuperacji chemicznej. W równaniach (5), (6) i (11) należy w związku z tym podstawić:

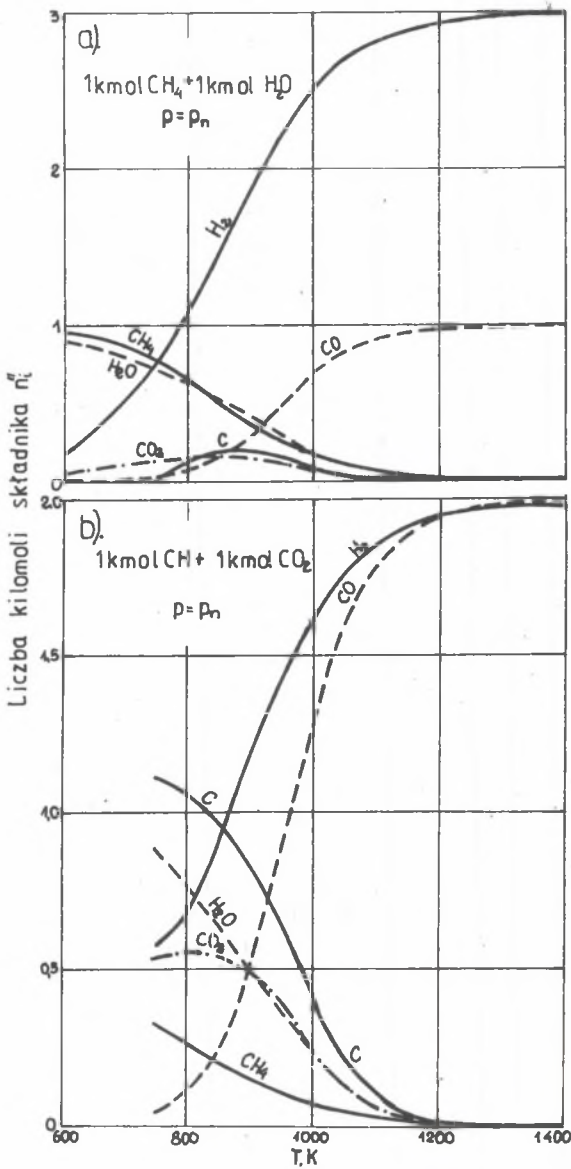
$$q_R = q_{RO} + \Delta q_R$$

$$S = S_0 + \Delta S$$

gdzie:

Δq_R - przyrost ciepła rekuperacji dzięki rekuperacji chemicznej,

ΔS - przyrost pojemności cieplnej spalin na skutek rekuperacji chemicznej w odniesieniu do jednostki paliwa początkowego.



Rys. 2. Równowagowy skład produktów konwersji metanu parą wodną (a) i dwutlenkiem węgla (b)

Fig. 2. Equilibrium composition of the products of methane conversion by means of water steam and CO_2

Z równania (11) uzyskuje się wtedy:

$$\omega = \frac{q_R + S_0(1 + \chi_0)(T_{s0} - T_s) - \Delta S \Delta T_s}{W_d + q_{RO} + \Delta q_R - (S_0 + \Delta S) \Delta T_s} \quad (16)$$

Równocześnie z równania (5) otrzymuje się:

$$T_s = T_{s0} - (\chi - 1) \frac{\Delta q_R S_0 - \Delta S (W_d + q_{RO})}{S_0 (S_0 + \Delta S)} \quad (17)$$

2.3.3. Rekuperacja fizyczna przy zmiennej jakości paliwa

Jeżeli piec jest zasilany mieszanką drogiego paliwa bogatego i taniego paliwa ubogiego, to dzięki rekuperacji można zwiększyć udział paliwa ubogiego w mieszance i uzyskać w ten sposób zmniejszenie kosztów eksploatacji pieca. Występują w tym przypadku przy stałej wydajności pieca dwa niezależne parametry: powierzchnia rekuperatora i udział paliwa bogatego w mieszance. Można więc rozpatrywać różne warianty.

Jeżeli ze względów technologicznych wymagana jest stała temperatura spalania (z czego wynika wymaganie stałej temperatury spalin przy odpływie z komory spalania), to łączna oszczędność energii chemicznej paliw jest równa zeru. Oszczędność paliwa bogatego uzyskuje się kosztem zwiększonego zużycia paliwa ubogiego. Efekt ten można wyrazić za pomocą mnożników oszczędności energii chemicznej μ_{Eb} paliwa bogatego i μ_{Eu} paliwa ubogiego:

$$\mu_{Eb} = \frac{-\Delta P_b W_b}{\dot{P} q_R} \approx \frac{1}{1 - \frac{W_u S_b}{W_b S_u}} > 1, \quad \mu_{Eu} = 1 - \mu_{Eb} \quad (18)$$

gdzie:

W_u, W_b - wartość opałowa paliwa ubogiego i bogatego,

S_u, S_b - pojemność cieplna spalin na jednostkę paliwa ubogiego i bogatego, dla zakresu od temperatury otoczenia do kalorymetrycznej temperatury spalania.

Oszczędność energii chemicznej paliwa bogatego można określić wzorem:

$$\omega_b = \frac{S_u}{S_u + r(S_b - S_u)} \frac{r_0 - r}{r_0} \quad (19)$$

gdzie:

r_0, r - udział molowy paliwa bogatego w mieszance, dla procesu początkowego (porównawczego) i udoskonalonego.

Zależność między udziałami r_0 i r wynika z wymagania stałej kalorymetrycznej temperatury spalania:

$$\frac{(r_0 - r)(w_b s_u - w_u s_b)}{s_u + r_0(s_b - s_u)} = A_u \Delta T_A + G_u \Delta T_G + r(A_b - A_u) \Delta T_A + (G_b - G_u) \Delta T_G \quad (20)$$

gdzie:

A_u, G_u, A_b, G_b - pojemność cieplna powietrza i paliwa na jednostkę paliwa ubogiego i bogatego,

$\Delta T_A, \Delta T_G$ - przyrost temperatury powietrza i paliwa w rekuperatorze.

W celu wyznaczenia wskaźnika ω_b należy z równań (19) i (20) wyciągnąć wielkość r_0 lub r .

Można rozpatrywać wpływ równoczesnej zmiany powierzchni rekuperatora i składu paliwa [11]. Otrzymuje się następujące wzory na względną oszczędność paliwa bogatego i ubogiego:

$$\omega_b = \frac{-\Delta P_b}{P_{b0}} = 1 - \frac{r}{r_0} U, \quad \omega_u = \frac{-\Delta P_u}{P_{u0}} = \frac{1 - r}{1 - r_0} U \quad (21)$$

gdzie:

$U = P/P_0$ - stosunek zużycia paliwa w procesie udoskonalonym i porównawczym.

Z porównania bilansów energii komory pieca przy stałej wydajności i przy podgrzewaniu tylko powietrza otrzymuje się:

$$U = \frac{Q_0 - S_0 x_0 \frac{x - 1}{x} \frac{w_u + r \Delta w + (A_u + r \Delta A) \Delta T_A}{s_u + r \Delta s}}{x + r \Delta x + (A_u + r \Delta A) \Delta T_A} \quad (22)$$

gdzie:

$$\Delta Y = Y_b - Y_u \quad (Y = A, S, X),$$

$$X = W - S \Delta T_x$$

$$\Delta T_x = \frac{1}{x} [\Delta T_{s0} + (x - 1) \Delta T_{cho}]$$

$$Q_0 = \frac{1}{x} \left\{ w_0 + q_{RO} - S_0 [\Delta T_{s0} + (x - 1) x_0 \Delta T_{cho}] \right\}$$

Wzory od (4) do (22) można wykorzystać do przewidywania efektów zainstalowania rekuperatora i do optymalnego doboru wielkości jego powierzchni [5, 11].

Przy doborze optymalnej wielkości rekuperatora istotne znaczenie mają ograniczenia lokalizacyjne i ograniczenia strat ciśnienia (ze względu na ograniczony ciąg kominowy) [2].

3. WYKORZYSTANIE FIZYCZNEJ ENERGII ODPADOWEJ SPALIN W KOMORACH STRUMIENIOWYCH

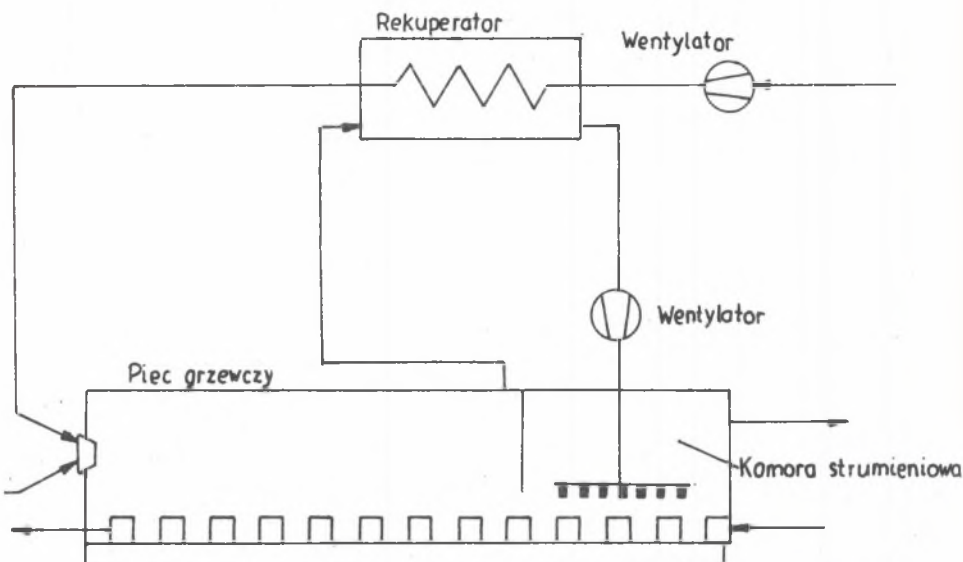
W piecu grzejnym o działaniu ciągłym wykorzystuje się w znaczny stopniu zasadę przeciwprądu spalin i materiału podgrzewanego. Obniżenie temperatury spalin wylotowych przez zwiększenie długości pieca nie jest ekonomicznie uzasadnione ze względu na małą wartość konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła w całym piecu i małą intensywność przepływu ciepła przez promieniowanie w strefie obniżonej temperatury spalin. Dlatego w ostatnich latach obserwuje się tendencję wyposażania pieców w dodatkową konwekcyjną komorę strumieniową służącą do wstępnego podgrzewania wsadu za pomocą strug spalin wypływających z dysz ze zwiększoną prędkością. Zastosowanie komory strumieniowej jest jedną z możliwości wykorzystania bezpośrednio w piecu energii odpadowej, zawartej w spalinach za rekuperatorem.

Zimny wsad jest podgrzewany w komorze strumieniowej za pomocą spalin, zasysanych przez wentylator z kanału spalinowego za zespołem rekuperatorów. Spaliny są tłoczone do dysz komory strumieniowej. Na rysunku 3 przedstawiono schemat współpracy komory strumieniowej z piecem grzejnym.

Przewidywaną oszczędność paliwa przy stałej wydajności układu piec-komorę strumieniową dogodnie jest określić za pomocą wskaźnika względnej oszczędności paliwa wg równania (10), gdzie \dot{P}_0 oznacza strumień paliwa zużywanego w piecu bez komory strumieniowej, \dot{P} zaś strumień paliwa zużywanego w piecu z komorą.

Badania symulacyjne wpływu komory strumieniowej na zużycie paliwa wykonano dla pieca dwustrefowego. W obliczeniach wykorzystano równania charakterystyki energetycznej pieca oraz równania bilansu energii i przepływu ciepła dla układu rekuperatorów. Otrzymuje się ostatecznie równanie uwikłane $\Delta T_s = \Delta T_s(\omega, \dot{P}_1)$, gdzie ΔT_s oznacza temperaturę spalin za piecem z komorą strumieniową, zaś \dot{P}_1 odpowiednio strumień paliwa zasilającego strefę grzewczą pieca. Strumień paliwa zasilającego piec oblicza się z równania:

$$\dot{P} = \dot{P}_0(1 - \omega) \quad (23)$$



Rys. 3. Schemat współpracy komory strumieniowej z piecem grzewczym
 Fig. 3. Scheme of the complex of heating furnace and convective stream chamber

przy czym dla pieca dwustrefowego:

$$\dot{P} = \dot{P}_1 + \dot{P}_2 \quad (24)$$

gdzie \dot{P}_2 oznacza strumień paliwa zasilającego strefę wyrównawczą pieca. Dla oceny wpływu parametrów geometrycznych komory strumieniowej na wskaźnik ω względnej oszczędności paliwa wykorzystano model matematyczny działania komory strumieniowej [9]. W tabelicy 2 zestawiono wyniki obliczeń dla wybranego dwustrefowego pieca przepychowego przy $\dot{P}_1/\dot{P}_2 = 2.6$.

Tabelica 2

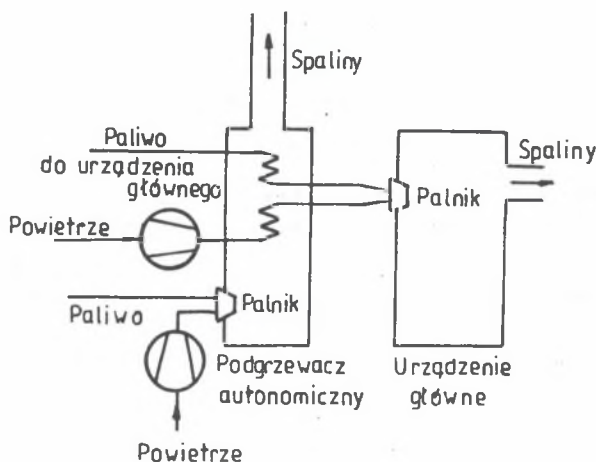
Wyniki obliczeń symulacyjnych dla wybranego pieca przepychowego

Długość komory strumieniowej	Wskaźnik oszczędności paliwa	Temperatura podgrzania wsadu w komorze strumieniowej	Temperatura spalin za rekuperatorem powietrza
l, m	ω , %	T_{wd} , K	T_{kd} , K
0,8	2,9	350	632
1,6	4,8	392	625
2,4	6,1	422	621
3,2	7,1	445	619
4	7,7	458	618
4,8	8,2	469	617
5,6	8,6	479	616

4. ZASTOSOWANIE ENERGII CHEMICZNEJ GAZÓW ODLOTOWYCH DO AUTONOMICZNEGO PODGRZEWANIA SUBSTRATÓW SPALANIA

Gazy odlotowe zawierające składniki palne można wykorzystać jako samodzielne paliwo, jeżeli wartość opałowa przekracza 70 MJ/kmol. Paliwo takie powinno być wykorzystane w procesach technologicznych. Nie wykorzystane gazy odlotowe zawierające składniki palne są uciążliwym produktem odpadowym. Ze względów ekologicznych powinny bowiem być spalone przed odprowadzeniem do otoczenia. Przy niewielkiej wartości opałowej gazów odlotowych konieczne jest przed spaleniem wzbogacenie ich lub podgrzanie substratów spalania do stosunkowo wysokiej temperatury ($> 500^{\circ}\text{C}$).

Z powyższych względów użyteczne wykorzystanie nadmiarowych ilości gazów odlotowych jest zazwyczaj przedsięwzięciem efektywnym. Zarówno bowiem nakłady inwestycyjne jak również koszty eksploatacyjne należy określać jako różnicę odpowiednich wielkości związanych z wykorzystaniem gazów oraz niezbędnych do ich bezproduktywnego spalania. Korzystnym sposobem wykorzystania gazów odlotowych jest ich zastosowanie do autonomicznego podgrzania substratów spalania (rys. 4). Urządzeniem głównym zasilanym z autonomicznego podgrzewacza może być kocioł parowy, nagrzewnica dmuchu wielkopięcowego, piec grzejny itp.



Rys. 4. Schemat zainstalowania autonomicznego podgrzewacza substratów spalania

Fig. 4. Scheme of the installation of autonomous preheater of combustion reactants

4.1. Autonomiczne podgrzewanie substratów przy stałej jakości paliwa zasilającego urządzenie główne

Przy wyznaczaniu efektów energetycznych podgrzewania autonomicznego, jeżeli urządzenie główne jest zasilane paliwem o stałej jakości, można zastosować mnożnik μ_E oszczędności energii chemicznej określony wzorem (13). Ilość ΔQ_R ciepła przekazanego w autonomicznym podgrzewaczu jest mniejsza od ilości zużytej w nim energii chemicznej paliwa.

Strumień zaoszczędzonej energii chemicznej zależy od początkowego zagospodarowania gazu odlotowego:

- a) Dla gazu odlotowego spalane go dotychczas w pochodni z dodatkowym wprowadzeniem paliwa bogatego do palników dopalających oszczędność energii chemicznej określa wzór:

$$-\Delta \dot{P}W_d = \dot{P}_{O_2} W_O (\mu_E \eta_{Ea} + Z_{min}) + \dot{P}_{W} W_W (\mu_E \eta_{Ea} - 1) \quad (25)$$

gdzie:

$\dot{P}_{O_2} W_O$, $\dot{P}_W W_W$ - strumień energii chemicznej gazu odlotowego oraz gazu wzbogacającego przy spalaniu w autonomicznym podgrzewaczu,

Z_{min} - minimalny względny strumień energii chemicznej paliwa wzbogacającego gaz odlotowy, niezbędny do spalania w pochodni jednostki gazu odlotowego,

η_{Ea} - sprawność energetyczna autonomicznego podgrzewacza.

- b) Dla gazu odlotowego spalane go w wybranym urządzeniu przy jego wzbogaceniu w procesie spalania w autonomicznym podgrzewaczu:

$$-\Delta \dot{P}W_d = \dot{P}_{O_2} W_O \left[(1 + \xi) \mu_E \eta_{Ea} - \frac{\eta_{Eod}}{\eta_E} - \xi \right] \quad (25a)$$

gdzie:

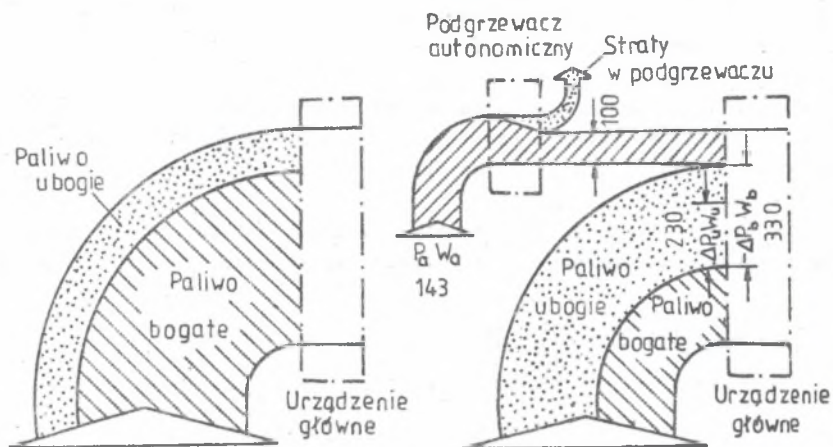
ξ - stosunek energii chemicznej paliwa wzbogacającego do energii chemicznej gazu odlotowego,

η_{Eod} , η_E - sprawność energetyczna urządzenia zasilanego paliwem odpadowym i sprawność energetyczna tego samego urządzenia przy zasilaniu paliwem nieodpadowym.

4.2. Autonomiczne podgrzewanie substratów spalania przy zmiennej jakości paliwa zasilającego urządzenie główne

Jeżeli urządzenie główne jest zasilane mieszaniną paliwa bogatego oraz uboższego, to autonomiczne podgrzewanie substratów spalania umożliwia oszczędność paliwa bogatego przy zachowaniu w tym urządzeniu stałej tem-

peratury spalania. W tym przypadku stosuje się mnożnik oszczędności paliwa bogatego μ_{Eb} wyrażony wzorem (18). Przykładowy wpływ autonomicznego podgrzewania substratów na oszczędność paliwa bogatego pokazano na rys. 5.



Rys. 5. Wpływ autonomicznego podgrzewania substratów na oszczędność paliwa bogatego

Fig. 5. Influence of the autonomous preheating of combustion reactions on the economy of rich fuel

Ze wzoru (13) wynika, że μ_{Eb} jest zawsze znacznie większe od jedności i może wynosić np. 3.3. Oznacza to, że uzyskuje się tu pozornie paradoksalny efekt. Oszczędność paliwa bogatego jest bowiem dużo większa od ilości ciepła przekazanego w podgrzewaczu autonomicznym. Na 100 jednostek przekazanego ciepła uzyskuje się w urządzeniu głównym oszczędność 330 jednostek energii paliwa bogatego. Następuje to kosztem zwiększenia zużycia paliwa ubogiego o 230 jednostek. Zużycie energii w podgrzewaczu, przy $\eta_{Eb} = 0,7$, wyniosłoby ~ 140 jednostek. Gdyby więc nawet zastosowano paliwo bogate do zasilania podgrzewacza, a nie nadmiarowe gazy odlotowe, zapewniłoby to oszczędność paliwa bogatego w całym układzie.

5. WYKORZYSTANIE FIZYCZNEJ ENERGII ODPADOWEJ SPALIN W KOTŁACH ODZYSKOWYCH I INSTALACJACH CHŁODZENIA WYPARKOWEGO

Niewykorzystana do celów rekuperacji (regeneracji) entalpia fizyczna spalin może być użytecznie zagospodarowana w kotłach odzyskowych do produkcji pary lub gorącej wody. Temperatura spalin wylotowych z kotłów odzyskowych wynosi około 200°C , a w najnowszych rozwiązaniach CBKK Tarnowskie Góry (podgrzewacz wody z rur stalowych z nałożonymi koszulkami aluminiowymi wyprofilowanymi w zębra nawijane) nawet 150°C . Zastosowanie

chłodzenia z odparowaniem w miejsce chłodzenia wodnego pieców przemysłowych stanowi dodatkowe źródło pary.

Wielkość produkcji pary w kotłach odzyskowych i instalacjach chłodzenia wyparkowego jest narzucona przez reżim pracy pieca przemysłowego, co może prowadzić do okresowych nadmiarów i niedoborów pracy z urządzeń odzyskowych. Można zwiększyć efektywność wykorzystania pary z urządzeń odzyskowych przez jej zagospodarowanie w miejskim systemie ciepłowniczym, szczególnie dla dużych aglomeracji miejsko-przemysłowych. Schłodzenie spalin kotle odzyskowym umożliwia zastosowanie urządzeń odpylających. Sam kocioł odzyskowy stanowi wstępną odpylnię zatrzymując 20-30% pyłu unoszonego przez spaliny.

Skumulowana oszczędność energii chemicznej paliwa, wynikająca z działania kotła odzyskowego lub chłodzenia wyparkowego, wynika z równania:

$$-\Delta(PW_d) = \frac{\xi G_{PR}(i_p - i_w)\eta_{pc}}{\eta_{Ec}^*} - \frac{E_{elR}}{\eta_{Eel}^*} \quad (26)$$

gdzie:

- ξ - stopień wykorzystania pary z kotła odzyskowego,
- G_{PR} - roczna ilość pary z kotła,
- i_p, i_w - entalpia właściwa pary i wody zasilającej,
- E_{elR} - roczne zużycie energii elektrycznej dla napędu urządzeń pomocniczych kotła,
- $\eta_{Ec}^*, \eta_{Eel}^*$ - skumulowana sprawność dostawy ciepła z urządzenia zastąpionego przez kocioł odzyskowy oraz dostawy energii elektrycznej,
- η_{pc} - sprawność przesyłania ciepła z kotła odzyskowego lub instalacji chłodzenia wyparkowego.

5.1. Prognoza rozkładu strumienia pary z kotła odzyskowego dla pieców o działaniu okresowym

Przy doborze kotła odzyskowego oraz wentylatora ciągu konieczna jest znajomość rozkładu strumienia i temperatury spalin. Do prognozy rozkładu strumienia spalin i rozkładu strumienia pary z kotła odzyskowego wykorzystano probabilistyczną metodę prognozowania uporządkowanych wykresów strumieni pary z kotła. Metoda opiera się na wynikach pomiarów i obliczeń rozkładu względnego strumienia spalin i względnych ilości szkodliwego powietrza wnikającego przez nieszczelności traktu spalinowego na odcinku piec przemysłowy - kocioł odzyskowy w czasie trwania procesu technologicznego. Dla wybranego procesu technologicznego z kampanii pieca oblicza się średni strumień spalin odpływających z pieca:

$$\hat{n}_{ss1} = \left[n_{O_2} - \frac{1}{2} n_{H_2} - n_{O_2od} + n_a + \delta n_a + n_{O_2p} - \frac{1}{2} n_{H_2p} \right] / \left[(1 + \nu_{O_2ps}) \tau_w \right] - \delta \dot{n}_s \quad (27)$$

gdzie:

- n_{O_2}, n_{H_2} - ilość tlenu i wodoru doprowadzona w substratach nieenergetycznych w kmol,
- n_{O_2od} - ilość tlenu zawarta w produktach nieenergetycznych w kmol,
- n_a - zużycie powietrza w kmol,
- δn_a - ilość szkodliwego powietrza wnikającego przez nieszczelności do komory pieca w kmol,
- n_{O_2p}, n_{H_2p} - ilość tlenu i wodoru doprowadzona w paliwie w kmol,
- $\delta \dot{n}_s$ - średni strumień spalin wybijanych z komory pieca w kmol/h,
- ν_{O_2ps} - względna ilość tlenu zawarta w pyłe unoszonym ze spalinami w kmol O_2 /kmol s.s.,
- τ_w - czas trwania procesu w h.

Na podstawie pomiarów i obliczeń przeprowadzonych kilkakrotnie dla poszczególnych faz wytopu określa się również średni względny strumień spalin oraz estymator odchylenia standardowego tej wartości dla poszczególnych faz. Podobnie określa się względną ilość szkodliwego powietrza i estymator odchylenia tej wielkości w poszczególnych fazach procesu. Sposób wyznaczenia parametrów rozkładu względnego strumienia spalin oraz parametrów rozkładu względnej ilości szkodliwego powietrza przedstawiono w pracy [3].

W celu wyznaczenia rozkładu statystycznego strumienia spalin oraz względnej ilości powietrza szkodliwego wykorzystuje się metodę Monte Carlo dla poszczególnych faz wytopu:

$$\dot{n}_{ss1i} = (\bar{z}_{ss1i} + r_{ni} s_{ss1i}) \hat{n}_{ss1} \quad (28)$$

$$\nu_i = \bar{\nu}_i + r_{ni} s_{\nu_i} \quad (29)$$

gdzie:

- \bar{z}_{ss1i}, s_{ss1i} - wartość średnia oraz estymator odchylenia standardowego rozkładu względnego strumienia spalin suchych przy wypływie z pieca wynikające z serii pomiarów,
- r_{ni} - liczba pseudolosowa wyznaczona z rozkładu normalnego w przedziale (-2, +2),

\bar{v}_1, s_{v1} - wartość średnia oraz estymator odchylenia standardowego względnej ilości szkodliwego powietrza.

Po obliczeniu wartości strumieni spalin dla poszczególnych faz procesu ($i = 1, \dots, n$) sprawdza się warunek:

$$\left| \frac{1}{\bar{v}_w} \sum_{i=1}^n \dot{h}_{ss1i} \tau_i - \hat{\dot{h}}_{ss1} \right| \leq 2 \Delta \dot{h}_{ss1} \quad (30)$$

gdzie:

$\Delta \dot{h}_{ss1}$ - średni błąd bezwzględny wyznaczenia strumienia spalin z równania (27) wynikający z prawa przenoszenia błędów i założonej dokładności pomiarów,

τ_i - czas trwania i -tej fazy procesu.

Jeżeli nierówność (30) jest spełniona, wówczas prognozy strumieni spalin dla poszczególnych faz procesu należy uznać za poprawne. W przeciwnym przypadku należy powtórzyć prognozę strumieni spalin dla poszczególnych faz procesu. Proces symulacji powtarzany jest N razy dla każdej wartości średniego strumienia spalin \dot{h}_{ss1} . Z kampanii pieca wybiera się losowo M procesów technologicznych. Otrzymuje się w ten sposób zbiór $N \times M$ prognoz wartości strumienia spalin dla poszczególnych faz procesu technologicznego. Uporządkowane wykresy strumienia i temperatury spalin przed kotłem odzyskowym stanowią podstawę do prognozy uporządkowanego wykresu produkcji pary. Strumień pary produkowanej w kotle odzyskowym wynika z równania bilansu energii dla i -tej fazy procesu:

$$\begin{aligned} \dot{G}_{pi}(i_p - i_w) = & (1 - \varepsilon_{ot}) \dot{h}_{ss1} (1 + v_1) \left([CO_2]_{21} \Delta M_1 CO_2 \right) \Big|_{t_3}^{t_2} + \\ & + [O_2]_{21} \Delta M_1 O_2 \Big|_{t_3}^{t_2} + [N_2]_{21} \Delta M_1 N_2 \Big|_{t_3}^{t_2} + \\ & + x_{z621} \Delta M_1 H_2O \Big|_{t_3}^{t_2} \end{aligned} \quad (31)$$

gdzie:

ε_{ot} - względne straty ciepła do otoczenia,

ΔM_1 - nadwyżka entalpii właściwej składników spalin,

t_2, t_3 - temperatura spalin przed i za kotłem odzyskowym.

Temperatura spalin przed kotłem odzyskowym jest losowana z wykresu uporządkowanego, zaś temperatura spalin za kotłem odzyskowym nie może przekroczyć temperatury dopuszczalnej ze względu na wytrzymałość materiałów, z których wykonano wentylator ciągu.

5.2. Prognoza rozkładu strumienia pary z kotła odzyskowego dla pieców o działaniu ciągłym

Piec grzejny o działaniu ciągłym może współpracować z kotłem odzyskowym, zainstalowanym za rekuperatorem. Wydajność kotła odzyskowego wynika z równania:

$$\dot{G}_p(i_p - i_w) = (1 - \epsilon_{ot}) \dot{P} S \varphi (1 + \delta) \Delta T_{sk} \quad (32)$$

gdzie:

- φ - stopień wykorzystania spalin,
- δ - wskaźnik nieszczelności rekuperatora powietrza,
- ΔT_{sk} - spadek temperatury spalin w kotle odzyskowym.

Sposób wyznaczenia stopnia φ wykorzystania spalin oraz wskaźnika nieszczelności rekuperatora powietrza przedstawiono w pracy [4]. Pojemność cieplna spalin jest funkcją wartości opałowej paliwa i stosunku nadmiaru powietrza do spalania:

$$S = \alpha_1 + \beta_1 W_d + (\alpha_2 + \beta_2 W_d) \lambda \quad (33)$$

gdzie:

- α_1, \dots, β_2 - współczynniki empiryczne zależne od rodzaju paliwa, podane w pracy [10],
- λ - stosunek nadmiaru powietrza do spalania,
- W_d - wartość opałowa paliwa.

Znajomość rozkładów strumienia paliwa \dot{P} , wartości opałowej paliwa W_d , stosunek nadmiaru powietrza do spalania λ , oraz temperatury spalin za piecem t_s umożliwia prognozę strumienia pary z kotła odzyskowego.

Spadek temperatury spalin w kotle odzyskowym wynika z równania:

$$\Delta T_{sk} = \left(\frac{\Delta T_s}{1 + \beta} - \frac{q_R}{S \varphi} \right) \frac{1}{1 + \delta} - \Delta T_{sw} \quad (34)$$

gdzie:

- β - wskaźnik zasysania szkodliwego powietrza do kanału spalinowego na odcinku piec-rekuperator,

- q_R - ciepło rekuperacji odniesione do jednostki paliwa,
 ΔT_{sw} - nadwyżka temperatury spalin za kotłem odzyskowym liczona od temperatury otoczenia.

Prognozowanie wartości \dot{P} , W_d , λ , t_s wykonuje się za pomocą metody Monte Carlo. Liczba losowań N zmiennych \dot{P}, \dots, t_s wynika z kryteriów procedury testowania hipotezy dotyczącej wartości średniej [4].

5.3. Prognoza stopnia wykorzystania pary z kotłów odzyskowych

Stopień wykorzystania pary z kotłów odzyskowych zależy od wariantów układów zagospodarowania pary:

- układ skojarzony z zastosowaniem turbiny przeciwpiękowej,
- układ skojarzony z zastosowaniem turbiny upustowo-kondensacyjnej,
- układ wykorzystania pary wyłącznie dla potrzeb technologii i ciepłownictwa.

W ramach analizy termodynamicznej wariantów układów zagospodarowania pary należy sporządzić prognozę uporządkowanych wykresów nadwyżek lub niedoborów pary. W tym celu należy sformułować równanie umożliwiające obliczenie nadwyżek pary $\delta \dot{G}$, na które jest brak zapotrzebowania. Uporządkowany wykres nadwyżek pary prognozuje się za pomocą metody Monte Carlo. Wykresy tworzy się oddzielnie dla sezonu grzewczego i okresu poza sezonem grzewczym. Nadwyżki pary należy prognozować równocześnie dla wariantów współpracy układu odzyskowego z odbiorcami przemysłowymi oraz miejskim systemem ciepłowniczym. Stopień wykorzystania pary oblicza się z równania:

$$\xi = 1 - \int_0^{\tau_d} \delta \dot{G}(\tau) d\tau / \int_0^{\tau_d} \dot{G}(\tau) d\tau \quad (35)$$

gdzie: τ_d oznacza roczny czas działania pieca.

6. WYKORZYSTANIE FIZYCZNEJ ENERGII STAŁYCH I CIEKŁYCH PRODUKTÓW PROCESU

Stosunkowo rzadko wykorzystuje się entalpię fizyczną stałych i ciekłych produktów procesu. Entalpię fizyczną produktu ciekłego wykorzystuje się na przykład produkując wodę w temperaturze 80-90°C przy granulacji ciekłego żuźla.

Jednym z technicznie możliwych sposobów wykorzystania fizycznej energii stałych produktów procesu jest wykorzystanie entalpii fizycznej gorących wlewków. Dopływ wlewków ze stalowni jest nierównomierny. W przeci-

wieństwie do tego odpływ wlewków z hali pieców wgłębnych do klatki walcowniczej powinien być możliwie równomierny, dostosowany do rytmu walcowania. Dla wykorzystania fizycznej energii wlewków ze stalowni konieczna jest właściwa organizacja pracy zespołów pieców wgłębnych. Czas i sposób nagrzewania wlewków ze stalowni zależą od składu chemicznego wlewków oraz od temperatury początkowej wlewków na początku procesu nagrzewania. Czas nagrzewania wlewków w piecu wgłębnym można określić z równania:

$$t_{pk} = t_{pd} - a_1(t_{sp} - t_{ot}) \exp(-a_2 \Delta t_p) \quad (36)$$

gdzie:

t_{pd} , t_{pk} - średnia temperatura wsadu na początku i końcu procesu nagrzewania,

t_{sp} - temperatura pieca,

Δt_p - czas nagrzewania,

a_1 , a_2 - współczynniki empiryczne.

Temperatura wlewków przed ich nasadzeniem zależy od czasu stygnięcia wlewków we wlewnicy Δt_s , czasu stripowania Δt_{st} , czasu transportu wlewków do pieca wgłębnego Δt_t oraz czasu oczekiwania wlewków na wolnej komorze pieca wgłębnego Δt_0 :

$$t_{pd} = t_{ot} + a_3(t_b - t_{ot}) \exp[-a_4(\Delta t_{st} + \Delta t_t + \Delta t_0)] \quad (37)$$

gdzie:

$$t_b = t_{ot} + a_5(t_{st} - t_{ot}) \exp(-a_6 \Delta t_s) \quad (38)$$

t_{st} - temperatura ciekłej stali na początku zalewania wlewnic,

t_b - temperatura średnia wlewków przed stripowaniem,

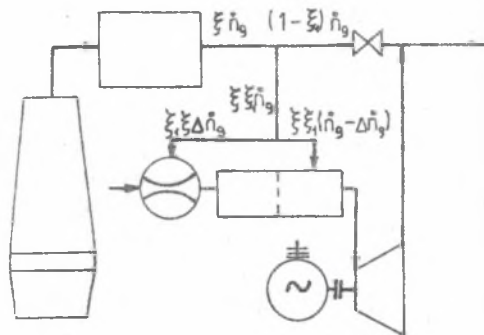
a_3, \dots, a_6 - współczynniki empiryczne.

Niewłaściwa organizacja pracy zespołu pieców wgłębnych jest przyczyną oczekiwania gorących wlewków ze stalowni na załadunek do komory pieca wgłębnego ($\Delta t_0 > 0$), co obniża temperaturę wsadu na początku procesu nagrzewania i powoduje wydłużenie czasu nagrzewania wlewków w komorze pieca wgłębnego.

Znajomość czasu nagrzewania wlewków umożliwia jego porównanie z wartością technicznie uzasadnioną, przy pełnym wykorzystaniu fizycznej entalpii wlewków. Czas technicznie uzasadniony nagrzewania wlewków wynika z równań (36)-(38) przy założeniu $\Delta t_0 = 0$.

7. WYKORZYSTANIE PODWYŻSZONEGO CIŚNIENIA GAZU WIELKOPIECOWEGO W TURBINIE ROZPRĘŻONEJ

Głównym celem wprowadzenia podwyższonego ciśnienia gazu wielkopiecowego jest zwiększenie wydajności wielkiego pieca. Dławienie gazu odpływającego z wielkiego pieca jest przyczyną znacznych strat egzergii. Dlatego zamiast zaworu dławiącego powinno się zainstalować turbinę rozprężną - suchą lub mokrą. Ze względu na powszechne stosowanie mokrych oczyszczalni gazu konieczne jest podwyższenie temperatury gazu przed turbiną suchą, gdyż w przeciwnym razie po rozprężeniu miałby on temperaturę znacznie niższą od punktu rosy. Do turbiny mokrej doprowadza się gaz nie podgrzany, jednak jego temperatura nie powinna być zbyt niska. Gaz przed suchą turbiną można podgrzać przez spalenie części gazu wielkopiecowego i zmieszanie spalin z podgrzewanym gazem. Po-



Rys. 6. Schemat załączenia turbiny suchej

Fig. 6. Scheme of the installation of the dry expansion turbine

woduje to nieznaczne zmniejszenie wartości opałowej gazu oddawanego do innych wydziałów huty. Spala się 2-3% łącznej ilości gazu.

Na rysunku 6 przedstawiono schemat załączenia turbiny suchej, zasilanej gazem z oczyszczalni mokrej.

Moc elektryczna uzyskana z układu turbiny suchej jest określona równaniem:

$$N_{el} = \xi \xi_T \eta_{me} \eta_{is} [(\dot{n}_g - \Delta \dot{n}) G_w + \Delta \dot{n} S_w] T_2 \left(1 - \frac{T_{2s}}{T_2}\right) \quad (39)$$

przy czym strumień gazu spalanego $\Delta \dot{n}$ wynika z równania bilansu energii dla mieszalnika wraz z komorą spalania:

$$(\dot{n}_g - \Delta \dot{n}) G_w (T_2 - T_1) = \Delta \dot{n} (W_{dw} - S_w \Delta T_2) \quad (40)$$

gdzie:

G_w, S_w - pojemność cieplna gazu wielkopiecowego i jego spalin odniesiona do jednostki gazu,

W_{dw} - wartość opałowa gazu wielkopiecowego,

η_{me} - sprawność elektromechaniczna turbozespołu,

η_{is} - adiabatyczna sprawność wewnętrzna turbiny suchej,

T_{3g} - temperatura po izentropowym rozprężeniu,

ξ - mnożnik uwzględniający nieuniknione straty gazu wielkopiecowego w obrębie wielkiego pieca,

ξ_r - stopień wykorzystania gazu w turbinie rozprężnej.

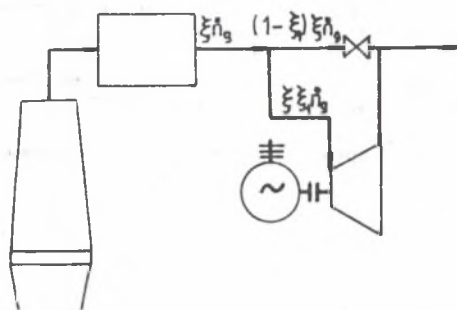
Przy ocenie efektywności energetycznej turbiny suchej należy uwzględnić zużycie energii chemicznej spalanego gazu wielkopiecowego oraz zużycie energii chemicznej paliwa obciążające sprężanie dmuchu używanego do spalania gazu:

$$\dot{E}_{ch} = \Delta \dot{h}(w_{dw} + n'_A e_D) = (\dot{n}_g - \Delta \dot{h})(w_{dw} + n'_A e_D) \frac{G_w(T_2 - T_1)}{w_{dw} - s_w \Delta T_2} \quad (41)$$

gdzie:

n'_A - zużycie powietrza do spalania na 1 kmol gazu wielkopiecowego,

e_D - zużycie energii chemicznej obciążające sprężanie 1 kmol dmuchu.



Rys. 7. Schemat złączenia turbiny mokrej

Fig. 7. Scheme of the installation of the wet expansion turbine

gdzie:

η'_{is} - adiabatyczna sprawność wewnętrzna turbiny mokrej,

l'_{ts} - jednostkowa praca techniczna w przemianie izentropowego rozprężenia gazu wielkopiecowego w turbinie mokrej.

Obliczenia pracy technicznej dla rozprężenia gazu wielkopiecowego nasyconego wilgocią jest dość żmudne. W pracy [6] przedstawiono wykres umożliwiający odczytanie pracy technicznej w przemianie izentropowego rozprężania.

Stosunek N_{el}/E_{ch} jest tym większy, im niższa jest temperatura T_2 . Podwyższenie bowiem tej temperatury prowadzi do wyraźnego zwiększenia ilości spalanego gazu. Temperatura T_2 powinna być tylko na tyle wysoka, by zapewnić dostatecznie wysoką temperaturę T_3 . Dla układu z turbiną mokrą (rys. 7) moc elektryczną turbiny oblicza się z równania:

$$N_{el} = \xi \xi_r \eta_{ms} \eta'_{is} \dot{n}_g l'_{ts} \quad (42)$$

LITERATURA

- [1] Kozioł J.: Charakterystyka energetyczna dwustrefowego hutniczego pieca przeciwwprądowego. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka z. 54. Gliwice 1975.
- [2] Kozioł J.: Uogólniona analiza wpływu ograniczeń na optymalizację konwekcyjnych rekuperatorów rurowych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka z. 103. Gliwice 1988.
- [3] Majza E.: Metoda wyznaczania rozkładu strumienia spalin w okresie wyopu w piecu martenowskim. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka z. 102. Gliwice 1988.
- [4] Majza E.: Probabilistyczna metoda prognozowania uporządkowanych wykresów wytwarzania oraz zużycia nośników energii w zakładzie przemysłowym. Archiwum Energetyki 1/1987.
- [5] Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
- [6] Szargut J.: Energetyka ciepła w hutnictwie. Wyd. Śląsk 1983.
- [7] Szargut J.: Wskaźniki skumulowanego zużycia energii i egzergii. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka z. 106. Gliwice 1989.
- [8] Szargut J., Kozioł J., Majza E.: Zasady poprawy eksploatacji pieców grzejnych. Zeszyty Naukowe Pol. Śl. Energetyka z. 106. 1989.
- [9] Szargut J., Składzień J., Majza E.: Badania pracy cieplnej pieca i opracowanie założeń projektowych komory strumieniowej dla pieca przepruchowego do nagrzewania kęsów w zespole średniodrobnym walcowni bruzdowej. Praca niepublikowana 1988.
- [10] Szargut J., Kozioł J., Majza E.: Analiza możliwości zmniejszania zużycia paliwa w piecach grzejnych. Gospodarka Paliwami i Energią 11/1984.
- [11] Szargut J.: Optymalizacja wielkości rekuperatora oraz składu paliwa. Archiwum Energetyki 2/1985.

ТЕОРИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ

Р е з ю м е

Дается определение ресурсов вторичной энергии в масштабе промышленного предприятия и страны. Описывается метод прогнозирования эффектов использования физической энергии газовых продуктов сгорания в рекуператорах при помощи уравнения энергетической характеристики печи а также методом сравнения тепловых балансов. Оговорена физическая рекуперация при постоянном и переменном качестве топлива а также химическая рекуперация. Представляется вопрос использования физической энтальпии газовых продуктов сгорания в струйной конвекционной камере. Анализируются эффекты автономного подогрева исходных веществ горения при постоянном и переменном составе топлива. Описываются эффекты котлов утилизаторов и испарительного охлаждения. Оговариваются вопросы использования физической энтальпии твердых и жидких продуктов а также эффекты экспансионных турбин, использующих повышенное давление доменного газа.

THEORY OF WASTE ENERGY UTILIZATION

S u m m a r y

The resources of waste energy have been defined in the scope of the industrial plant and of the entire country. The presumed effects of the physical waste energy utilization of combustion gases in recuperators have been determined by means of the equation of energy characteristic of the furnace and by means of the comparison of energy balances. The physical recuperation at constant or changing fuel quality and the chemical recuperation have been discussed. The effects of physical energy utilization of combustion gases in the convection stream chamber have been analysed. The effects of autonomous preheating of the combustion reactants at constant and changing fuel composition have been presented. The effects of waste heat boilers and evaporative cooling have been discussed. The problem of physical enthalpy utilization of solid and liquid products and the effects of expansion turbines utilizing the heightened pressure of blast-furnace gas have been analysed.