

**ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ**

JOACHIM KOZIOŁ

**UOGÓLNIONA ANALIZA WPŁYWU OGRANICZEŃ
NA OPTYMALIZACJĘ KONWEKCYJNYCH
REKUPERATORÓW RUROWYCH**



P. 3349 / 88

ENERGETYKA

**Z. 103
GLIWICE
1988**

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 950

JOACHIM KOZIOL



P.3349 / 88

**UOGÓLNIONA ANALIZA WPŁYWU
OGRANICZEŃ NA OPTYMALIZACJĘ
KONWEKCYJNYCH REKUPERATORÓW
RUROWYCH**

GLIWICE

1988

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Tadeusz Senkara

Prof. dr inż. Jan Szargut

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY	— Prof. dr hab. inż. Wiesław Gabzdyl
REDAKTOR DZIAŁU	— Doc. dr hab. inż. Gerard Kosman
SEKRETARZ REDAKCJI	— Mgr Elżbieta Stinzing
CZŁONKOWIE KOLEGIUM	— Prof. dr hab. inż. Adolf Maciejny
	— Prof. dr inż. Stanisław Malzacher
	— Prof. dr hab. inż. Bronisław Skinderowicz

OPRACOWANIE REDAKCYJNE

Alicja Nowacka

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9796

Dział Wydawnictw Politechniki Śląskiej
ul. Kujańska 3, 44-100 Gliwice

Nakł. 160+85 Ark. wyd. 10,25 Ark. druk. 8 Papier offset. kl. III. 70x100,70g
Oddano do druku 20.01.88 Podpis do druku 28.04.88 Druk ukończ. w maju 1988
Zam. 52/88 C-24 Cena zł 205,-

Skład, fotokopie, druk i oprawę
wykonano w Zakładzie Graficznym Politechniki Śląskiej w Gliwicach

P251/88

SPIS TREŚCI

	Str.
WAŻNIEJSZE OZNACZENIA I INDEKSY	9
1. WSTĘP	13
1.1. Cel opracowania	13
1.2. Przegląd literatury	15
2. WPŁYW REKUPERACJI NA OSZCZĘDNOŚĆ PALIWA SPALANEGO W PIECU GRZEJ- NYM	18
2.1. Uproszczona charakterystyka energetyczna pieca grzejnego ...	18
2.2. Wskaźnik χ rozkładu temperatury w piecu	21
2.3. Wskaźnik względnej oszczędności energii chemicznej paliwa ..	29
3. FUNKCJA CELU I OGRANICZENIA	34
3.1. Ogólne założenia i ich dyskusja	34
3.2. Ograniczenia w procesie optymalizacji rekuperatorów	36
3.3. Parametry doskonałości w procesie optymalizacji rekuperato- rów	43
3.4. Funkcja celu	44
3.5. Zmodyfikowana postać funkcji celu	48
3.6. Częstkowe funkcje celu	50
4. WPŁYW OGRANICZEŃ I PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH NA OPTYMALNE WEW- NĘTRZNE PARAMETRY REKUPERATORÓW	51
4.1. Wpływ rozstawu rur w rekuperatorze na opór przepływu spalin i współczynnik przenikania ciepła	51
4.2. Optymalizacja średnic rur oraz gęstości strumienia czynnika w rekuperatorach powietrza	55
4.3. Wpływ ograniczeń na optymalne wewnętrzne parametry rekupera- torów paliwa	64
4.4. Wnioski z optymalizacji wewnętrznych parametrów rekuperato- rów	71
5. EKONOMICZNIE OPTYMALNE PRZYROSTY TEMPERATURY CZYNNIKÓW W REKUPERA- TORACH	72
5.1. Bezwymiarowa postać funkcji celu	72
5.2. Metoda wyznaczania optymalnych przyrostów temperatury czyn- ników	76

	Str.
6. DOPUSZCZALNE PRZYROSTY TEMPERATURY CZYNNIKÓW ZE WZGLĘDU NA OPORY PRZEPLYWU SPALIN	79
6.1. Ciśnienie spalin w komorze pieca	79
6.2. Graniczne warunki przepływu spalin w kanale spalinowym	80
6.3. Ciąg kominowy	83
6.4. Średnie przyrosty temperatury czynników, dopuszczalne ze względu na opory przepływu spalin	84
7. OPTYMALNE PRZYROSTY TEMPERATURY PODGRZEWANYCH CZYNNIKÓW ORAZ OPTYMALNY WARIANT REKUPERACJI	88
7.1. Optymalne przyrosty temperatury podgrzewanych czynników dla założonego wariantu rekuperacji	88
7.2. Optymalny wariant rekuperacji	96
7.3. Warunek konieczny opłacalności rekuperacji	103
7.4. Algorytm obliczeń optymalizacyjnych	111
8. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE	112
LITERATURA	115
STRESZCZENIA	119

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
ВАЖНЕЙШИЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ	9
1. ВВЕДЕНИЕ	13
1.1. Цель разработки	13
1.2. Обзор литературы	15
2. ВЛИЯНИЕ РЕКUPERАЦИИ НА ЭКОНОМИЮ ТОПЛИВА СЖИГАЕМОГО В НАГРЕВАТЕЛЬНОЙ ПЕЧИ	18
2.1. Упрощённая энергетическая характеристика нагревательной печи	18
2.2. Показатель % распределения температуры в печи	21
2.3. Показатель удельной экономии химической энергии топлива ...	29
3. ЦЕЛЕВАЯ ФУНКЦИЯ И ОГРАНИЧЕНИЯ	34
3.1. Общие предположения и их анализ	34
3.2. Ограничения в процессе оптимизации рекуператоров	36
3.3. Оптимизированные параметры рекуператора	43
3.4. Целевая функция	44
3.5. Модифицированный вид целевой функции	48
3.6. Частичные целевые функции	50
4. ВЛИЯНИЕ ОГРАНИЧЕНИЙ И ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ НА ОПТИМАЛЬНЫЕ ВНУТРЕННИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕКUPERАТОРОВ	51
4.1. Влияние расстояния труб в рекуператоре на сопротивление течению дымовых газов и коэффициент теплоотдачи	51
4.2. Оптимизация диаметров труб и плотности потока носителя в рекуператоре воздуха	55
4.3. Влияние ограничений на оптимальные внутренние параметры рекуператоров топлива	64
4.4. Выводы, вытекающие из оптимизации внутренних параметров рекуператоров	71
5. ЭКОНОМИЧЕСКИ ОПТИМАЛЬНЫЕ ПРИРОСТЫ TEMPERАТУРЫ НОСИТЕЛЕМ В РЕКUPERАТОРАХ	72
5.1. Безразмерный вид целевой функции	72
5.2. Метод определения оптимальных приростов температуры носителей	76

Стр.

6. ДОПУСТИМЫЕ ПРИРОСТЫ ТЕМПЕРАТУРЫ НОСИТЕЛЕЙ С ТОЧКИ ЗРЕНИЯ СОПРОТИВЛЕНИИ ТЕЧЕНИЮ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ	79
6.1. Давление дымовых газов в шахте печи	79
6.2. Предельные условия течения дымовых газов в дымовой трубе ...	80
6.3. Тяга дымовой трубы	83
6.4. Средние приросты температуры носителей, допустимые с точки зрения сопротивлений течению дымовых газов	84
7. ОПТИМАЛЬНЫЕ ПРИРОСТЫ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОДОГРЕВАЕМЫХ НОСИТЕЛЕЙ И ОПТИМАЛЬНЫЙ ВАРИАНТ РЕКУПЕРАЦИИ	88
7.1. Оптимальные приросты температуры подогреваемых носителей для предполагаемого варианта рекуперации	88
7.2. Оптимальный вариант рекуперации	96
7.3. Необходимое условие окупаемости рекуперации	103
7.4. Алгоритм оптимизационных расчётов	111
8. ВЫВОДЫ И ЗАМЕЧАНИЯ	112
ЛИТЕРАТУРА	115
РЕЗЮМЕ	119

CONTENTS

	Page
NOMENCLATURE	9
1. INTRODUCTION	13
1.1. Scope of Investigations	13
1.2. Literature Review	15
2. INFLUENCE OF RECUPERATION ON FUEL ECONOMY IN FURNACES	18
2.1. Simplified Energetic Characteristic for Industrial Furnace ..	18
2.2. % Coefficient of Temperature Distribution Inside Furnace ...	21
2.3. Coefficient of Reduced Economy of Chemical Energy of Fuel ..	29
3. OBJECTIVE FUNCTION AND CONSTRAINTS	34
3.1. General Assumptions and Their Discussion	34
3.2. Constraints in Recuperator Optimization	36
3.3. Optimized Parameters	43
3.4. Objective Function	44
3.5. Modified Form of Objective Function	48
3.6. Partial Objective Functions	50
4. INFLUENCE OF CONSTRAINTS AND OPERATING PARAMETERS ON OPTIMUM INTERNAL PARAMETERS OF RECUPERATORS	51
4.1. Influence of Pitch of Tubes in Row of Bundle on Flue Gases Pressure Drop and Overall Heat Transfer Coefficient	51
4.2. Optimization of Tube Diameters and Heated Agent Stream Density in Air Recuperators	55
4.3. Influence of Constraints on Optimum Internal Parameters of Fuel Recuperators	64
4.4. Conclusions from Optimization of Internal Parameters of Recuperators	71
5. ECONOMICALLY OPTIMUM RISE OF AGENT TEMPERATURE IN RECUPERATORS ..	72
5.1. Dimensionless Form of Objective Function	72
5.2. Method for Determining Optimum Rise of Agent Temperatures ..	76

	Page
6. ADMISSIBLE TEMPERATURE RISE OF AGENTS WITH REGARD TO PRESSURE DROP OF COMBUSTION GASES	79
6.1. Combustion Gases Pressure Inside Furnace Chamber	79
6.2. Boundary Conditions for Combustion Gases Stream in Flue	80
6.3. Chimney Draught	83
6.4. Mean Temperature Rise of Agents Admissible with Respect to Pressure Drop of Combustion Gases	84
7. OPTIMUM TEMPERATURE RISE OF HEATED AGENTS AND OPTIMUM VARIANT OF RECUPERATION	88
7.1. Optimum Temperature Rise of Heated Agents for Assumed Variant of Recuperation	88
7.2. Optimum Variant of Recuperation	96
7.3. Necessary Condition for Profitable Recuperation	103
7.4. Algorithm for Optimization Calculations	111
8. CONCLUSIONS	112
REFERENCES	115
SUMMARIES	119

WAŻNIEJSZE OZNACZENIA I INDEKSY

A	- pojemność cieplna powietrza spalania odniesiona do jednostki paliwa, $A = n_A (Mc_p)_A$, J/(kmol K),
A_{sz}	- pojemność cieplna strumienia powietrza szkodliwego, W/K,
b	- wskaźnik rozkładu temperatury w piecu, K/W,
C	- pojemność cieplna podgrzewanego czynnika (ogólnie) odniesiona do jednostki paliwa, J/(kmol K),
c_p	- pojemność cieplna właściwa przy stałym ciśnieniu, J/(kg K),
D, D_z	- średnica wewnętrzna i zewnętrzna rur, m,
E	- roczny efekt ekonomiczny, zł/a,
e	- wskaźnik kosztu jednostkowego, zł/jedn. odn.,
F_C	- powierzchnia przepływu ciepła w C-tym rekuperatorze, odniesiona do wewnętrznej średnicy rur, m^2 ,
F_k, F_{kw}	- średnia i wylotowa powierzchnia przekroju poprzecznego komina, m^2 ,
G	- pojemność cieplna właściwa paliwa, $G = (Mc_p)_G$, J/(kmol K),
g	- przyspieszenie ziemskie, m/s^2 ,
H	- wysokość komina, m,
I	- nakład inwestycyjny, zł,
i_{sw}	- strumień entalpii fizycznej spalin wybijających z pieca, W,
i, i_1, i_2	- liczba rur w sekcji, liczba rzędów rur oraz liczba sekcji w rekuperatorze,
J	- numer identyfikacyjny wariantu rekuperacji,
j	- przyrost względny nakładu inwestycyjnego, zł/jedn. odn.,
K	- roczne koszty eksploatacji, zł/a,
k	- współczynnik przenikania ciepła w nie zanieczyszczonym rekuperatorze odniesiony do jednostki wewnętrznej powierzchni rur, $W/(m^2 K)$,
L_C	- długość drogi przepływu czynnika w C-tym rekuperatorze, $L_C = i_{2C} L_{RC}$, m,
L_{RC}	- długość pojedynczej rury w sekcji C-tego rekuperatora, m,
l_C	- szerokość kanału spalinowego w miejscu zainstalowania C-tego rekuperatora, m,
M	- masa drobinowa podgrzewanego czynnika, kg/kmol,
m	- stosunek maksymalnego i średniego strumienia paliwa,
m_t	- stosunek nadwyżek temperatury Δt_{s0} dla granicznych (najmniej korzystnych, lecz dopuszczalnych ze względu na opory przepływu spalin) i średnich warunków eksploatacyjnych,

- n - ilość podgrzewanego czynnika, wyrażona w kilomolach i odniesiona do jednostki paliwa, kmol/kmol,
- \dot{P} - strumień paliwa, kmol/s lub kmol/h,
- p - ciśnienie, Pa,
- \dot{Q}_{st} - strumień ciepła traconego do otoczenia i wody chłodzącej, W,
- \dot{Q}_{uz} - użyteczna wydajność cieplna pieca, W,
- q_r - ciepło rekuperacji odniesione do jednostki paliwa, J/kmol,
- r - współczynnik korelacji,
- S - średnia pojemność cieplna spalin uzyskanych ze spalania paliwa w piecu dla zakresu temperatury od t_{ot} do t_s , odniesiona do jednostki paliwa, $S = n_s (Mc_p)_s \cdot W / (kmol K)$,
- \dot{S}_{sw} - pojemność cieplna strumienia spalin wybijających z pieca, W/K,
- s_1, s_2 - rozstaw rur w rzędzie oraz rzędów rur, m,
- T - temperatura bezwzględna, K,
- t - temperatura, °C,
- t_s, t'_s, t''_s - temperatura spalin odpływających z pieca oraz przed i za rekuperatorem, °C,
- w_d - wartość opałowa paliwa, W/kmol,
- w - prędkość, m/s,
- w_0 - średnia prędkość spalin w pustym kanale spalinowym, m/s,
- V - objętość czynnika odniesiona do jednostki paliwa, m³/kmol,
- Y - liczba zależna od rozstawu rur w rekuperatorze,
- Z - zastępcza liczba oporu przepływu spalin,
- z_m - mnożnik korygujący wartość współczynnika przenikania ciepła ze względu na zanieczyszczanie się powierzchni rekuperatora, $z_m = k_m/k$,
- α - względna pojemność cieplna powietrza określona wzorem (5.4),
- β - wskaźnik zasysania powietrza szkodliwego do kanału spalinowego,
- Γ - liczba podobieństwa warunków hydraulicznych ciągu spalin określona wzorem (6.14),
- f - dopuszczalna względna niezgodność założonej i obliczonej temperatury w danym kroku iteracyjnym,
- Δ - symbol przyrostu,
- Δp - ciśnienie manometryczne lub ciąg kominowy, Pa,
- Δt - nadwyżka temperatury liczona od temperatury otoczenia, K,
- Δt_m - średnia różnica temperatur między spalinami i podgrzewanym czynnikiem w rekuperatorze, K,
- δp - opór przepływu czynnika przez rekuperator, Pa,
- δp_d - dopuszczalna strata ciśnienia paliwa przy jego przepływie przez rekuperator, Pa,
- δp_z - opór regulacyjny zasowy kominowej, Pa,
- $\delta \chi, \delta \kappa, \delta \omega$ - niedokładność oszacowania wskaźników χ, κ i ω ,
- ϵ - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej, 1/a,
- ξ - wskaźnik kosztu przetłaczania powietrza przez rekuperator określony wzorem (5.2),

- η - dynamiczny współczynnik lepkości, N s/m²,
- η - sprawność,
- Θ - względny przyrost temperatury podgrzewanego czynnika określony wzorem (2.19) lub (5.5),
- κ - wskaźnik nieszczelności pieca określony wzorem (2.7),
- Λ - liczba podobieństwa termoeconomicznego rekuperatora określona wzorem (5.6) lub (5.7),
- λ - stosunek nadmiaru powietrza do spalania,
- λ - współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m K),
- μ - stosunek zewnętrznej i wewnętrznej średnicy rur,
- μ_s - pomocniczy stosunek temperatur określony wzorem (6.15),
- ν - względna pojemność cieplna paliwa określona wzorem (5.4),
- ρ - gęstość masy, kg/m³,
- ξ - suma lokalnych liczb oporu przepływu czynnika w pojedynczej sekcji rekuperatora,
- σ - bezwymiarowy wskaźnik wykorzystania spalin w piecu określony wzorem (2.20),
- τ_m - roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca, s/a,
- Φ, Φ' - bezwymiarowa funkcja celu przed (wzór (3.18)) oraz po (wzór (7.4)) pominięciu stałego składnika,
- ψ - cząstkowa funkcja celu, zł K/(W a), określona wzorem (3.19) lub (3.20),
- χ - wskaźnik (liczba) rozkładu temperatury w piecu,
- ϕ - stosunek radiacyjnego i konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła od spalin do rur rekuperatora,
- Ω - bezwymiarowy wyróżnik stałego składnika nakładów inwestycyjnych określony wzorem (5.8), (5.11) lub (5.13),
- ω - wskaźnik względnej oszczędności paliwa określony wzorem (2.18) lub (2.21).

Indeksy dotyczą:

- 0 - stanu bezrekuperacyjnego lub stanu odniesienia,
- A - powietrza lub rekuperatora powietrza,
- a, b - części kanału spalinowego między piecem a pierwszym rekuperatorem oraz między ostatnim rekuperatorem a kominem,
- C - powietrza lub paliwa (ogólnie),
- dod - kosztu materiałów dodatkowych (poza rurami),
- e - optymalnego przyrostu temperatury czynnika ze względów ekonomicznych,
- el - energii elektrycznej,
- G - paliwa,
- gr - wartości granicznej,
- i - kolejnej części ciągu spalin,
- k, kw - wielkości średnich i wylotowych w kominie,

- kal - temperatury kalorymetrycznej spalania paliwa,
- m - wartości średniej,
- mat - kosztów materiałowych,
- max - wartości maksymalnej,
- min - wartości minimalnej,
- n - warunków normalnych ($p = 0,1 \text{ MPa}$, $t = 0^\circ\text{C}$),
- o - stałego składnika nakładów inwestycyjnych,
- opt - warunków optymalnych,
- P - granicznego przyrostu temperatury czynnika ze względu na ciśnienie spalin w piecu,
- R - rur rekuperatora,
- r - wartości równoekonomicznej,
- rob - kosztów robocizny,
- S - warunków granicznych ze względu na korozję siarkowa,
- s - spalin wilgotnych,
- sil - silnika napędowego,
- sw - spalin wybijających,
- sz - powietrza szkodliwego,
- W - zespołu wentylatora,
- wd, ww - wsadu przed oraz po podgrzaniu w piecu,
- χ - wskaźnika szczelności pieca,
- χ - wskaźnika rozkładu temperatury w piecu.

1. WSTĘP

Rekuperacyjne wykorzystanie energii odpadowej w piecach przemysłowych jest jednym z najbardziej efektywnych sposobów poprawy gospodarki energetycznej [8, 10, 59, 60]. Oszczędności paliwa uzyskiwane w wyniku rekuperacyjnego podgrzewania substratów procesu spalania zwiększają się z przyrostem powierzchni rekuperatorów. Uzyskiwanie kolejnych, stałych przyrostów oszczędności paliwa wymaga stosowania progresywnie zwiększających się powierzchni przepływu ciepła. Odpowiadają temu progresywnie narastające nakłady inwestycyjne. Zbyt mały poziom rekuperacyjnego wykorzystania zasobów energii odpadowej jest często jednym z powodów nadmiernej energochłonności procesów podgrzewania wsadu. Z kolei stosowanie zbyt dużych rekuperatorów przyczynia się do marnotrawstwa środków inwestycyjnych. Dobór parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów powinno się przeprowadzać na podstawie optymalizacji techniczno-ekonomicznej.

Z powyższym zagadnieniem jest również związane określenie warunków opłacalności stosowania rekuperacji.

Istotną rolę przy określaniu parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów spełniają ograniczenia. Jak wykazały przeprowadzone obliczenia, w każdym z rozpatrywanych przypadków, wpływają one na cechy konstrukcyjne rekuperatorów. W licznych przypadkach ograniczenia determinują zakres rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej.

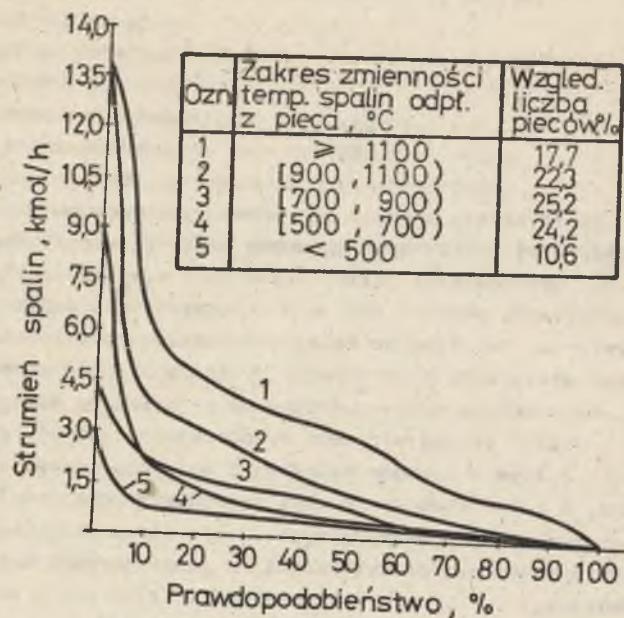
Obecnie stosowane piece grzejne cechują się dużą różnorodnością rozwiązań konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacji. Z tego względu przydatność rezultatów analiz optymalizacyjnych rekuperatorów w dużym stopniu zależy od stopnia ich uogólnienia.

1.1. Cel opracowania

Celem pracy jest określenie wytycznych, umożliwiających dobór optymalnych parametrów konstrukcyjnych rurowych, skrzynkowych¹⁾ rekuperatorów konwekcyjnych.

Zasadność przeprowadzania analiz dotyczących rekuperatorów konwekcyjnych wynika z dużej liczby pieców o umiarkowanej temperaturze spalin odpływają-

¹⁾ Rekuperatory uważa się za skrzynkowe, jeżeli są one wykonane z rur prostych lub rur nieznacznie wygiętych.



Rys. 1. Wykresy uporządkowane strumieni spalin odpływających z pieca, wyznaczone dla założonych zakresów ich temperatury

Fig. 1. Frequency plot of flue gas streams outgoing from the furnace and determined for the assumed intervals of their temperature

ych do kanału spalinowego. Temperatura spalin odpływających z pieca jest niższa od 900°C w przypadku 60,0% obecnie eksploatowanych obiektów [32] (rys. 1). Procentowy udział zużycia energii chemicznej paliwa w tych piecach wynosi 41,5%.

Uzasadnieniem przyjęcia do badań rekuperatorów typu skrzynkowego są wyniki analizy porównawczej istniejących rekuperatorów [39]. Nie stwierdzono wyższości eksploatacyjnej pozostałych typów rekuperatorów konwekcyjnych nad rekuperatorami skrzynkowymi. Znacznie prostsza konstrukcja rekuperatorów skrzynkowych powinna wobec tego decydować o ich stosowaniu.

Rozprawa niniejsza jest kontynuacją i uogólnieniem dotychczasowych prac [23-33, 39, 55-58] prowadzonych przez autora lub przy jego współudziale w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej w Gliwicach.

Istotnym elementem, różniącym niniejsze opracowanie od wcześniejszych prac autora, jest kompleksowe uwzględnienie wpływu ograniczeń na optymalizowane parametry konstrukcyjne rekuperatorów.

Za rozwinięcie dotychczasowych badań można przede wszystkim uważać:

- wyznaczenie empirycznego wskaźnika χ rozkładu temperatury w piecach grzejnych na podstawie wyników pomiarów typowych pieców, przeprowadzonych w warunkach przemysłowej eksploatacji tych obiektów,

- określenie optymalnych wewnętrznych parametrów doskonałości rekuperatorów przy uwzględnieniu ograniczeń lokalizacyjnych,
- opracowanie uogólnionej metody wyboru najkorzystniejszego wariantu rekuperacji oraz określenia optymalnych przyrostów temperatury czynników podgrzewanych w rekuperatorze przy uwzględnieniu ograniczeń hydraulicznych, lokalizacyjnych i materiałowych,
- określenie granic opłacalności stosowania rekuperacji.

W celu uogólnienia rezultatów pracy wyznaczono:

- optymalne wartości parametrów doskonałości rekuperatora, niezależnych od warunków eksploatacji pieca,
- zależności aproksymacyjne umożliwiające ilościową ocenę wpływu parametrów eksploatacyjnych oraz ograniczeń na optymalizowane parametry,
- bezwymiarowe postacie zależności kryterialnych jako funkcje zmiennych bezwymiarowych i liczb podobieństwa,
- wartości optymalnych parametrów doskonałości dla praktycznie spotykanych zakresów uśrednionych parametrów eksploatacyjnych pieców grzejnych przy uwzględnieniu najczęściej występujących ograniczeń.

1.2. Przegląd literatury

Spotykane w literaturze prace z dziedziny rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej można podzielić na trzy grupy.

Pierwsza grupa, obejmująca najwięcej prac, dotyczy oceny wpływu rekuperacji na oszczędność paliwa. Oszczędność tę określa się przez porównanie bilansów energii badanego pieca w warunkach rekuperacyjnego podgrzania substratów procesu spalania oraz w warunkach bezrekuperacyjnych lub też wyznacza się z charakterystyki energetycznej pieców.

W metodzie bilansowej [5, 8, 9, 45, 47, 48, 50, 54, 59, 60, 65] pomija się często [8, 9, 47, 48, 50, 65] wpływ rekuperacji na temperaturę spalin odpływających z pieca. Dokładniejszą ocenę oszczędności paliwa uzyskuje się przy uwzględnieniu wpływu sposobu działania pieca na powyższą temperaturę. Występowanie tego wpływu wykazano zarówno na drodze rozważań teoretycznych [5, 53, 54, 59, 60], jak również na podstawie wyników przeprowadzonych pomiarów [29, 30].

Charakterystyka energetyczna pieca grzejnego określa wzajemne zależności między parametrami eksploatacyjnymi (strumieniem paliwa, temperaturą wsadu przed i po podgrzaniu, wartością opałowia paliwa, temperaturą podgrzania substratów procesu spalania oraz stosunkiem nadmiaru powietrza do spalania).

Charakterystyki energetyczne można określać metodą: teoretyczną [5, 20, 21, 37, 43], statystyczną [12] oraz teoretyczno-statystyczną [24, 25, 35]. Najlepsze rezultaty uzyskuje się przy stosowaniu ostatniej z wymienionych metod.

Zgodnie z regułami metody teoretyczno-statystycznej [59], po przeprowadzeniu wstępnej analizy teoretycznej problemu dochodzi się do ogólnej postaci równań ujmujących poszukiwane zależności. W równaniach tych obok niezależnych parametrów eksploatacyjnych występują stałe współczynniki, trudne do określenia na drodze rozważań teoretycznych. Wyznacza się je metodami statystycznymi [44] na podstawie wyników pomiarów.

Druga grupa prac dotyczy doboru parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów. Ze względu na dużą efektywność rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej niektórzy autorzy [8, 50, 64] zalecają stosowanie rekuperatorów umożliwiających uzyskanie maksymalnych temperatur podgrzania dopuszczalnych ze względu na ograniczenia materiałowe i hydrauliczne. Wartości przyrostu temperatury w skrzynkowych i pętlicowych rekuperatorach powietrza podano w [52] bez ich bardziej szczegółowego uzasadnienia. Należy przypuszczać, że podane tam temperatury wynikają z doświadczeń eksploatacyjnych stosowanych rekuperatorów.

Istotnym problemem związanym z projektowaniem a następnie z eksploatacją rekuperatorów jest zapewnienie odpowiedniego przepływu czynników przez poszczególne elementy rekuperatora. Metody konstrukcyjne zmierzające do uzyskania optymalnych warunków przepływu powietrza w rurowych rekuperatorach typu "U" przedstawiono w [67, 68].

Zagadnienia techniczno-ekonomicznej optymalizacji rekuperatorów były przedmiotem licznych prac wykonanych w Instytucie Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej. Metody określania optymalnych przyrostów temperatury czynników podgrzewanych w pojedynczych rekuperatorach powietrza oraz powietrzno-paliwowych zespołach rekuperatorów przedstawiono w monografii [54]. Na celowość dekompozycji procesu optymalizacji zwrócono uwagę w [19, 24]. Wskazano tam na możliwość określenia optymalnych wartości niektórych parametrów doskonałości praktycznie niezależnych od warunków eksploatacji pieca. Dalszemu rozwinięciu tego problemu poświęcona była praca [56]. Metodę optymalizacji parametrów konstrukcyjnych powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów omówiono w [57, 59].

Uogólnienie wyników procesu optymalizacji rekuperatorów, przez zastosowanie w obliczeniach zmiennych bezwymiarowych, przedstawiono w pracach [9, 27, 31, 55, 59].

Cechą charakterystyczną dotychczas stosowanych metod optymalizacji rekuperatorów jest marginalne traktowanie wpływu ograniczeń na zakres wykorzystania energii odpadowej [31] oraz na dobór cech konstrukcyjnych tych urządzeń [57].

Zagadnienia techniczno-ekonomicznej optymalizacji rekuperatorów były przedmiotem badań stosunkowo nielicznych autorów zagranicznych [9, 14, 18, 45]. Prace te z reguły dotyczą określania optymalnych temperatur rekuperacyjnego podgrzania powietrza.

Ostatnią grupę publikacji stanowią prace informujące o doświadczeniach uzyskanych w czasie eksploatacji rekuperatorów.

Stwierdzono, że w miarę upływu czasu pracy intensywność przekazywania ciepła w rekuperatorze zmniejsza się. Ilościowa ocena zmian współczynnika przenikania ciepła w czasie [23, 24] jest niezbędna dla określenia optymalnych parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów.

Jednym z parametrów decydujących o efektywności rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej jest okres bezawaryjnej pracy omawianych urządzeń. Decydujący wpływ na czas eksploatacji ma dobór materiałów konstrukcyjnych [7, 13, 40, 70] oraz zapewnienie odpowiedniego przepływu czynników przez poszczególne elementy rekuperatora [41, 42, 67, 68]. Przy doborze materiałów konstrukcyjnych istotne znaczenie ma uwzględnienie wpływu związków siarki [7, 13] oraz związków alkalicznych [46] na żaroodporność stosowanych stali. Z własności materiałów konstrukcyjnych oraz warunków eksploatacji rekuperatorów wynikają ograniczenia maksymalnej i minimalnej temperatury spalin oraz maksymalnych przyrostów temperatury czynników podgrzewanych w rekuperatorze.

2. WPŁYW REKUPERACJI NA OSZCZĘDNOŚĆ PALIWA SPALANEGO W PIECU GRZEJNYM

Ocenę wpływu rekuperacji na parametry eksploatacyjne pieca grzejnego w ogólnym przypadku nakorzystniej jest przeprowadzać na podstawie teoretyczno-statystycznej charakterystyki energetycznej pieca. W ogólnym równaniu charakterystyki występuje zazwyczaj kilka (co najmniej pięć) współczynników empirycznych. Wyznaczenie wartości liczbowych tych współczynników wymaga przeprowadzenia stosunkowo licznych pomiarów, obejmujących możliwie szeroki zakres zmian parametrów eksploatacyjnych pieca. Pomiary powinny dotyczyć warunków przemysłowej eksploatacji obiektów. Ponadto w przypadku pieców przeciwprądowych w czasie pomiarów, stan pieca powinien być ustalony. Powyższe wymagania przyczyniają się do dużej czasochłonności badań i wiążą się z istotnymi trudnościami technicznymi.

Z dotychczasowych badań [24, 25, 35] nad teoretyczno-statystycznymi charakterystykami energetycznymi pieców grzejnych wynika, że postać ogólnych równań charakterystyki zależy od typu pieca, na wartości zaś współczynników empirycznych mają ponadto wpływ parametry konstrukcyjne, stan techniczny i poziom obsługi. Powyższe warunki pracy są w użytkowanych obecnie piecach mocno zróżnicowane. W związku z tym uogólnienie kompleksowych związków między parametrami eksploatacyjnymi wymagałoby wyznaczenia charakterystyk dla stosunkowo dużej liczby pieców.

Przy ocenie wyłącznego wpływu rekuperacji na efekty uzyskiwane w piecach grzejnych, znajomość szczegółowych charakterystyk energetycznych nie jest wymagana. Wynika to głównie z traktowania w obliczeniach pozostałych parametrów, decydujących o zużyciu paliwa w piecu, jako stałe. Ograniczenie liczby zmiennych parametrów pozwala na znaczne uproszczenie ogólnych równań charakterystyki, zmniejszenie liczby współczynników empirycznych oraz stwarza korzystniejszą podstawę do uogólnienia uzyskanych wyników.

2.1. Uproszczona charakterystyka energetyczna pieca grzejnego

Na podstawie prac [4, 6, 9, 20, 25, 49, 59, 63, 64, 66] można stwierdzić, że wpływ rekuperacji na parametry eksploatacyjne pieca wynika w sposób pośredni lub bezpośredni ze związanej z nią zmiany kalorymetrycznej temperatury spalania paliwa. Dla określonych warunków pracy pieca (typu pieca, parametrów konstrukcyjnych oraz poziomu obsługi), przy stosowaniu paliwa określonego rodzaju oraz ustalonej temperatury wsadu przed i po podgrzaniu, zarówno strumień paliwa spalane w piecu jak również temperatura spalin od-

powijających do kanału spalinowego zależą wyłącznie od temperatury kalorymetrycznej spalania i wydajności cieplnej pieca [24, 25, 35]. Ogólnie można to sformułować następująco:

$$\dot{P} = \dot{P}(\Delta t_{kal}, \dot{Q}_{uz}) \quad (2.1)$$

$$\Delta t_s = \Delta t_s(\Delta t_{kal}, \dot{Q}_{uz}) \quad (2.2)$$

Nadwyżkę Δt_{kal} temperatury kalorymetrycznej określa się ze wzoru

$$\Delta t_{kal} = \frac{W_d + q_r}{S_{kal}}, \quad (2.3)$$

gdzie:

$$q_r = A \Delta t_A + G \Delta t_G, \quad (2.4)$$

przy czym

S_{kal} - średnia pojemność cieplna spalin uzyskanych ze spalania paliwa w piecu dla zakresu od temperatury otoczenia do temperatury kalorymetrycznej, odniesiona do jednostki paliwa.

Postać zależności (2.1) określa bilans energii pieca

$$\dot{P} S_{kal} (\Delta t_{kal} - \alpha \Delta t_s) = \dot{Q}_{uz} + \dot{Q}_{st} + \dot{I}_{sw} \quad (2.5)$$

gdzie:

$$B_{kal} = \frac{S_{kal}}{S} \quad (2.6)$$

$$\alpha = 1 + \frac{\dot{A}_{sz} - \dot{S}_{sw}}{\dot{P} S} \quad (2.7)$$

Stosunek B_{kal} zależy głównie od rodzaju stosowanego paliwa. Przy zasilaniu pieca paliwem tego samego rodzaju można przyjąć, że wartość B_{kal} jest stała.

Sposób wyznaczania wskaźnika α nieszczelności pieca omówiono w [61]. Polega on na ocenie pojemności cieplnych \dot{S}_{sw} i \dot{A}_{sz} na podstawie wyników odpowiednich pomiarów. W celu określenia \dot{S}_{sw} należy przeprowadzić pomiary ciśnień manometrycznych w miejscach występowania poszczególnych nieszczelności, powierzchni tych nieszczelności oraz temperatury wybijanych spalin. Pojemność cieplna \dot{A}_{sz} wyznacza się przez pomiar składu spalin za palnika-

mi oraz przy ich wpływie z pieca. Każdy wynik pomiaru jest obarczony określonym błędem, który jest szczególnie duży przy ocenie ciśnienia manometrycznego spalin. W związku z tym niedokładność oszacowania wskaźnika λ jest również stosunkowo duża. Z pomiarów i obliczeń przeprowadzonych na przykładzie 12 pieców grzejnych stwierdzono, że średnia niedokładność $\delta\lambda$ wynosi od 0,075 do 0,173.

Przy znanych wartościach parametrów eksploatacyjnych można wpływ niezbyt dużych zmian Δt_{kal} i \dot{Q}_{uz} na temperaturę Δt_s spalin odpływających z pieca określić przez linearyzację funkcji (2.2)

$$\Delta t_s = \Delta t_{s0} + a(\Delta t_{kal} - \Delta t_{kal 0}) + b(\dot{Q}_{uz} + \dot{Q}_{uz 0}) \quad (2.8)$$

gdzie:

a, b - stałe współczynniki.

W równaniu (2.8) oraz w dalszych zależnościach indeksem "0" oznaczono parametry odpowiadające stanowi odniesienia.

W celu ułatwienia wyznaczenia wartości liczby "a" oraz uproszczenia zapisu dalszych wzorów obliczeniowych korzystnie jest przyjąć oznaczenie

$$a = (1 - \lambda) B_{kal} \quad (2.9)$$

Podstawiając (2.3), (2.6) i (2.9) do równania (2.8) otrzymuje się

$$\Delta t_s = \Delta t_{s0} - (\lambda - 1) \left(\frac{W_d + q_r}{S} - \frac{W_{d0} + q_{r0}}{S_0} \right) + b(\dot{Q}_{uz} - \dot{Q}_{uz 0}) \quad (2.10)$$

Liczbę λ oraz współczynnik b nazwano wskaźnikami rozkładu temperatury w piecu.

Równania (2.5) i (2.10) określają ogólną postać uproszczonej charakterystyki energetycznej pieca. Przy założeniu, że suma strumienia ciepła \dot{Q}_{st} oraz entalpii \dot{I}_{sw} nie zależy od parametrów eksploatacyjnych ($\dot{Q}_{st} + \dot{I}_{sw} = \text{idem}$), na podstawie wyników pomiarów powinno się wyznaczać wartości λ , b oraz $(\dot{Q}_{st} + \dot{I}_{sw})$.

Dla stałej wydajności pieca, wartości opałowej paliwa oraz stałego stosunku λ , z porównania bilansów energii (2.5) określonych dla dwóch poziomów rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej - q_r i q_{r0} , uzyskuje się zależność

$$\dot{p} = \dot{p}_0 \frac{W_d + q_{r0} - \lambda S \Delta t_{s0}}{W_d + q_r - \lambda S \Delta t_s} \quad (2.11)$$

Ponadto z równania (2.10), dla rozpatrywanych warunków otrzymuje się

$$\Delta t_s = \Delta t_{s0} - (\lambda - 1) \frac{q_r - q_{r0}}{S} \quad (2.12)$$

Równania (2.11), (2.12) są analogiczne do znanych z literatury [54, 59] zależności stosowanych przy ocenie wpływu rekuperacji na zużycie paliwa za pomocą metody bilansowej, uwzględniającej zmienność temperatury Δt_s spalin w zależności od ciepła rekuperacji q_r .

Ze względu na metodę obliczeń przyjętą w dalszej części pracy stan odniesienia powinien odpowiadać bezrekuperacyjnej eksploatacji pieca ($q_{r0}=0$).

2.2. Wskaźnik λ rozkładu temperatury w piecu

2.2.1. Interpretacja wskaźnika

Spośród współczynników empirycznych występujących w równaniach (2.5) i (2.10) uproszczonej charakterystyki energetycznej pieca grzejnego najistotniejsze znaczenie, dla prowadzonych rozważań, ma wskaźnik λ rozkładu temperatury. Przy ustalonej wydajności \dot{Q}_{uz} pieca wskaźnik ten określa bowiem, specyficzny dla poszczególnych pieców, wpływ rekuperacji na temperaturę t_s spalin, pośrednio zaś na strumień \dot{p} spalanego paliwa.

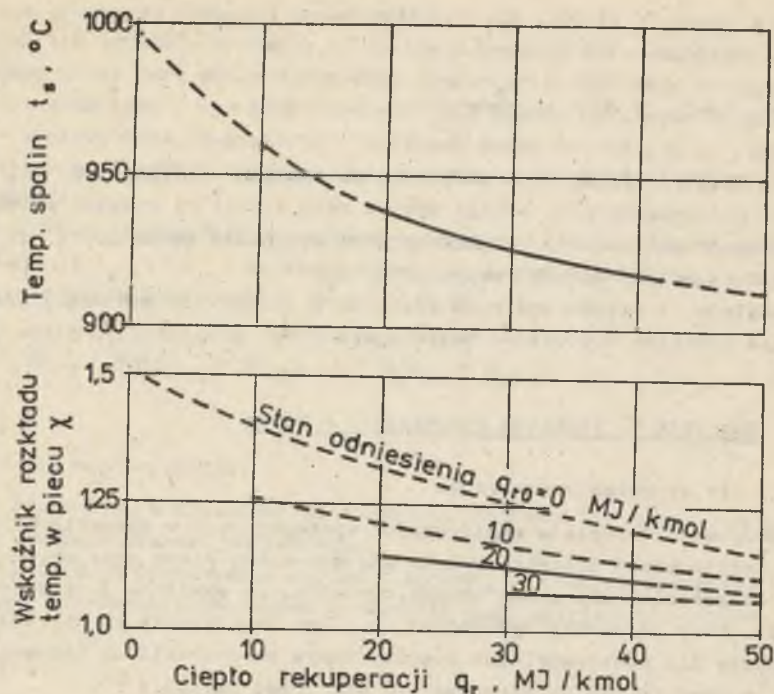
Sens wskaźnika λ wynika z równań (2.8) i (2.9). Bardziej szczegółowa jego interpretację oraz ocenę zasadności przyjętych założeń upraszczających można przeprowadzić na podstawie przebiegu funkcji $\Delta t_s = f(q_r)$, wynikającego np. ze szczegółowej teoretyczno-statystycznej charakterystyki pieca.

Do przykładowej analizy wykorzystano, wcześniej wyznaczoną przez autora [25], teoretyczno-statystyczną charakterystykę przeciwprądowego pieca grzejnego. W pierwszej kolejności określono zależność $\Delta t_s = f(q_r)$ przy średnich i ustalonych wartościach \dot{Q}_{uz} , W_d , t_{ww} , t_{wd} i λ . Następnie, na podstawie równania (2.12), wyznaczono wpływ ciepła rekuperacji na wskaźnik λ przy uwzględnieniu różnych stanów odniesienia q_{r0} .

Uzyskane wyniki przedstawiono na rys. 2. Liniami ciągłymi oznaczono na rysunku zależności odpowiadające zakresowi stosowania wyjściowej charakterystyki energetycznej pieca. Natomiast linie przerywane dotyczą ekstrapolacji poszczególnych związków poza wspomniany zakres.

Ze względu na przykładowy charakter przeprowadzonych rozważań oraz zastosowanie w nich zależności wynikających z ekstrapolacji, uzyskane rezultaty mogą być wykorzystane jedynie do jakościowej oceny wpływu q_r na temperaturę t_s spalin oraz wskaźnik λ .

Analiza zależności przedstawionych na rys. 2 prowadzi do następujących spostrzeżeń:



Rys. 2. Wpływ ciepła rekuperacji na wskaźnik χ w przykładowym piecu grzejnym

Fig. 2. Influence of recuperation heat on the χ factor in an exemplary heat furnace

- Wartość wskaźnika χ zależy od ciepła rekuperacji q_r oraz od poziomu odniesienia wyznaczonego przez wartość q_{r0} . Ze zwiększeniem q_r zmienność wskaźnika χ maleje. Dla wartości $q_r > 25$ MJ/kmol, odpowiadających przewidywanym optymalnym temperaturom podgrzewania czynników w rekuperatorze, przyjęcie stałej wartości χ wydaje się uzasadnione.
- Wyznaczony wskaźnik χ jest tym bardziej reprezentatywny dla danego pieca, im bardziej zróżnicowane są wartości q_r i q_{r0} w analizowanych stanach.

2.2.2. Wyznaczanie wskaźnika χ metodą specjalnego pomiaru

Jednym ze sposobów wyznaczania nieznanymi współczynników w równaniach empirycznych jest metoda specjalnego pomiaru. Stosowanie tej metody jest szczególnie korzystne w przypadku małej liczby poszukiwanych wskaźników oraz niewielkiej liczby zmiennych parametrów. W odniesieniu do wskaźnika χ warunek ten spełnia równanie (2.12). Dla określenia tego wskaźnika wymagana jest bowiem jedynie znajomość parametrów charakteryzujących dwa stany pracy pieca. Istotne jest przy tym, aby powyższe stany dotyczyły średnich warunków

pracy pieca oraz odpowiadały założeniom określającym słuszność wspomnianego równania ($\dot{Q}_{uz} = \dot{Q}_{uz0}$, $W_d = W_{d0}$, $\lambda = \lambda_0$, $q_r \neq q_{r0}$).

Wymagane dla określenia wartości χ stany pracy pieca można wyznaczyć przez selekcję wyników odpowiednio licznych pomiarów parametrów eksploatacyjnych pieca.

W warunkach przemysłowych bezrekuperacyjna eksploatacja pieca wyposażonego w rekuperator jest najczęściej niemożliwa. Stan zbliżony do bezrekuperacyjnego można uzyskać w takich piecach, w przypadku gdy możliwe jest odprowadzenie spalin do kominu kanałem obejściowym (z pominięciem rekuperatora). Przy całkowitym otwarciu zasowy regulacyjnej, zainstalowanej w tym kanale, temperatura czynników podgrzewanych w rekuperatorze jest wyraźnie niższa niż przy przepływie całego strumienia spalin przez rekuperator.

Uwzględniając wyniki analizy przedstawionej w punkcie 2.2.1, za stan odniesienia powinno się przyjmować warunki eksploatacji pieca odpowiadające najniższej wartości ciepła rekuperacji.

Stosując metodę specjalnego pomiaru wyznaczono wartość wskaźnika χ dla 6 przykładowych pieców grzejnych. W czasie przeprowadzenia pomiarów starano się zachować w piecach racjonalne stosunki nadmiaru powietrza do spalania ($1,05 < \lambda < 1,1$). Pomiary dotyczyły pieców o dobrym stanie technicznym. Podczas pomiaru pieców przeciwprądowych ograniczono do niezbędnego minimum czas otwarcia okien wsadowych i wyładowczych. W przypadku pieców komorowych do obliczeń przyjmowano średnie wartości parametrów występujących w analizowanych cyklach podgrzewania wsadu. Wartości danego parametru eksploatacyjnego uważano w obu stanach pracy pieca za stałe, jeżeli ich względna różnica była mniejsza od 5%.

Przed wyznaczeniem wartości wskaźnika χ uzgodniono wyniki pomiarów. Wykorzystano do tego celu zasady rachunku wyrównawczego [44]. Za równanie warunku uznano różnicę bilansów energii (2.5) określonych dla obu analizowanych stanów pracy pieca przy założeniu, że $\dot{Q}_{st} + \dot{I}_{sw} = \text{idem}$. W obliczeniach przyjęto ponadto, że wartość różnicy $\dot{A}_{sz} - \dot{S}_{sw}$ jest dla danego pieca stała [63]. Prowadzi to do następującej zależności między wskaźnikami nieszczelności pieca

$$\chi = \frac{\dot{P}_0 \dot{S}_0}{\dot{P} \dot{S}} (\chi_0 - 1) + 1 \quad (2.13)$$

Po uwzględnieniu przyjętych założeń oraz zależności (2.3), (2.6) i (2.13) równanie warunku przyjmie postać

$$\dot{P}_0 (W_d + q_{r0} - S \Delta t_{s0}) - \dot{P} (W_d + q_r - S \Delta t_s) - (\chi_0 - 1) \dot{P}_0 S (\Delta t_{s0} - \Delta t_s) = 0 \quad (2.14)$$

Charakterystyczne parametry eksploatacyjne badanych pieców oraz obliczone z równania (2.12) wartości wskaźników χ podano w tablicy 1.

Metoda specjalnego pomiaru - wyniki pomiarów oraz wyznaczone wartości wskaźnika χ

Parametr	Oznaczenie	Jednostka	Piece przepychowe			Piec tunelowy	Piec obrotowy	Piec wgiębny
			4 stre-fowy	3 stre-fowy	3 stre-fowy			
- Średnia wydajność ciepła	\dot{Q}_{uz}	MW	10,30	6,95	4,20	1,70	1,25	2,55
- Średnia wartość opałowa paliwa	W_d	MJ/kmol	197	215	226	363	195	195
- Strumień paliwa	\dot{P}_0 \dot{P}	kmol/h	472 361	539 413	159 140	46 42	48 40	56 44
- Nadwyżka temperatury spalin odpływających z pieca liczona od temperatury otoczenia	Δt_{s0} Δt_s	K	1060 970	1070 980	820 790	450 420	980 940	940 920
- Przyrost temperatury powietrza w rekuperatorze	Δt_{A0} Δt_A	K	50 350	120 420	110 250	0 150	80 250	150 550
- Wskaźnik nieszczelności pieca	χ_0		0,92	0,97	1,05	0,93	0,95	0,90
- Wskaźnik rozkładu temperatury w piecu	χ		1,45	1,44	1,30	1,28	1,34	1,07

2.2.3. Wyznaczanie wskaźnika χ metodą statystyczną

Główną wadą metody specjalnego pomiaru jest konieczność uzyskania w piecu dwóch stanów o dostatecznie zbliżonych wartościach \dot{Q}_{uz} , W_d i λ .

Powyższa niedogodność nie występuje w przypadku wyznaczenia wartości wskaźnika χ z równania (2.10). W równaniu tym bowiem temperaturę t_s spalin odpływających z pieca uzależnia się nie tylko od ciepła rekuperacji, ale również od parametrów, które wcześniej traktowano jako stałe. Umożliwia to wyznaczenie wskaźnika χ przy uwzględnieniu wyników pomiaru dotyczących bardziej zróżnicowanych stanów pracy pieca niż było to dopuszczalne przy stosowaniu metody specjalnego pomiaru. W warunkach przemysłowej eksploatacji pieca stany takie występują stosunkowo często. W obliczeniach, w związku z tym, można wykorzystać większą liczbę serii pomiarów. Umożliwia to z kolei określenie wskaźników χ i b na podstawie analizy statystycznej wyników uzyskanych z przeprowadzonych pomiarów.

Istotnej poprawie dokładności wyznaczenia poszukiwanych wskaźników sprzyja zastosowanie w obliczeniach zasad rachunku wyrównawczego. Pozwala to na określenie wartości χ i b przy równoczesnym uzgodnieniu wyników pomiarowych [44]. Wymagany układ równań warunków można uzyskać wykorzystując równanie (2.10) dla każdego uwzględnianego w obliczeniach stanu pieca. Korzystnie jest przy tym wcześniej zmodyfikować równania (2.10) zastępując różnice $\dot{Q}_{uz} - \dot{Q}_{uz0}$ odpowiednią zależnością wynikającą z bilansów energii (2.5). Przy założeniu stałych wartości $(\dot{A}_{sz} - \dot{S}_{sw})$ oraz $(\dot{Q}_{st} + \dot{I}_{sw})$ otrzymuje się wtedy następujący układ równań warunków:

$$\begin{aligned} & \Delta t_{s1} - \Delta t_{s0} + (\chi - 1) \left(\frac{W_{d1} + q_{r1}}{S_1} - \frac{W_{d0} + q_{r0}}{S_0} \right) + \\ & - b \left[\dot{P}_1 (W_{d1} + q_{r1} - S_1 \Delta t_{s1}) - \dot{P}_0 (W_{d0} + q_{r0} - S_0 \Delta t_{s0}) + \right. \\ & \left. - (\chi_1 - 1) \dot{P}_1 S_1 (\Delta t_{s1} - \Delta t_{s0}) \right] = 0 \quad (i = 1, \dots, l, \dots, n), \end{aligned} \quad (2.15)$$

gdzie:

- i - kolejny numer stanu pieca (z wyłączeniem stanu bazowego),
- n - liczba uwzględnionych w obliczeniach stanów pieca,
- l - numer stanu pieca, dla którego określono wskaźnik χ_1 nieszczelności pieca.

W obliczeniach za stan odniesienia należy przyjąć stan zbliżony do warunków bezrekuperacyjnej pracy pieca. Jeżeli to nie jest możliwe (w przypadku gdy piec nie jest wyposażony w kanał obejściowy) stan odniesienia powinien charakteryzować się najniższą wartością temperatury kalorymetrycznej t_{kal} .

Metodę wyznaczania nieznanych współczynników w równaniu empirycznym, na podstawie zasad rachunku wyrównawczego, szczegółowo omówiono w monografii [44].

Stosując metodę statystyczną wyznaczono wartości χ dla 7 przykładowych pieców grzejnych. Uzyskane z pomiarów wartości zostały zagregowane w grupy o zbliżonej wydajności cieplnej. Współczynniki empiryczne χ i b wyznaczono dla każdej z uzyskanych w ten sposób grup stanów pieca. Pomiarów przeprowadzono w warunkach przemysłowej eksploatacji badanych pieców, które niekiedy znacznie odbiegały od warunków technicznie uzasadnionych. Dla każdego pieca, na podstawie jednorazowego pomiaru, wyznaczono wskaźnik χ_1 jego szczelności. W przypadku pieców wgłębnych w obliczeniach uwzględniono średnie wartości analizowanych parametrów w poszczególnych cyklach nagrzewania wsadu.

Wyniki przeprowadzonych pomiarów oraz wyznaczone wartości wskaźników rozkładu temperatury odpowiadające analizowanym piecom podano w tablicy 2.

2.2.4. Analiza wyznaczonych wartości wskaźników χ

Z analizy wyznaczonych wartości wskaźników χ wynikają następujące wnioski:

- Wskaźniki χ zależą od typu pieca. W przypadku pieców komorowych wartości χ są zbliżone do jedności. Dla zdecydowanej większości pieców przeciwprądowych uzyskano wartości wskaźnika χ większe od jedności.
- Istotny wpływ na wartość wskaźnika rozkładu temperatury ma szczelność pieca. Zasysanie powietrza szkodliwego do komory pieca sprzyja występowaniu wartości $\chi < 1$. Wybijaniu spalin z pieca odpowiada zwiększenie wartości χ .
- Przyczyną uzyskiwania w niektórych piecach wartości $\chi < 1$ są nie tylko złe warunki eksploatacji ale również zbyt małe długości trzonów w stosunku do uzyskiwanej w tych piecach wydajności.
- Wartości χ odpowiadające $q_{r0} = 0$ są większe od wartości wyznaczonych dla $q_{r0} > 0$.

W dalszych obliczeniach dotyczących optymalizacji rekuperatorów dla technicznie uzasadnionych warunków eksploatacji pieców przyjęto:

- dla pieców komorowych $\chi = 1,0$,
- dla pieców przeciwprądowych $\chi = 1,4$.

Ze względu na duże zróżnicowanie typów i warunków pracy obecnie eksploatowanych pieców powyższe uogólnienie może być przyczyną niedokładności $\delta\chi$ oszacowania wartości analizowanego wskaźnika. Szacunkowa średnia wartość niedokładności dla pieców przeciwprądowych wynosi $\delta\chi \approx 0,1$, dla pieców komorowych zaś $\delta\chi \approx 0,05$.

Tablica 2

Metoda statystyczna - wyniki pomiarów oraz wyznaczone wartości wskaźników rozkładu temperatury

Rodzaj pieca Wydziel Wskaźnik χ Parametry odniesienia	Wydajność ciepłota q_{uz} , MW	Strumień paliwa \dot{V} , kmol/h	Strumień powietrza kmol/h	Wartość opaliwa paliwa \dot{W}_g , MJ/kmol	Nadwyżka temperat. spalin odpow. z pieca Δt_p , K	Przyrost temper. powietrza Δt_a , K	Przyrost temper. paliwa Δt_g , K	Stosunek nadmiaru powietrza do spalenia λ	Wskaźniki rozkładu temper. w piecu
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Trójstrefowy piec przepychowy - Walcownia Duża (huta A) $\chi_1 = 1,120$ $\dot{V}_1 = 115,9 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $\dot{W}_{dl} = 217,8 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,19$	2,05	115,9	281,2	234,7	1180	210	100	1,05	$\chi = 0,761$ $b = -0,082$ K/kW
	2,06	115,9	281,2	221,5	1160	210	100	1,06	
	2,08	106,9	272,2	233,7	1190	180	90	1,07	
	2,17	102,6	337,3	241,2	1140	220	100	1,33	
	2,28	115,9	303,5	210,3	1120	200	100	1,24	
	2,29	115,9	303,5	217,8	1150	200	100	1,19	
	2,32	104,8	303,5	220,6	1130	200	100	1,30	
2,37	113,8	303,5	217,8	1110	190	100	1,21		
Trójstrefowy piec przepychowy - Walcownia Blachy Grubej (huta A) $\chi_1 = 1,187$ $\dot{V}_1 = 201,6 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $\dot{W}_{dl} = 210,1 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,13$	1,37	201,6	478,8	210,1	990	430	220	1,13	$\chi = 0,78$ $b = -0,019$ K/kW
	1,47	158,4	478,8	226,9	1030	430	220	1,31	
	2,52	262,8	478,8	199,7	980	480	230	1,05	
	2,62	187,2	446,4	224,6	1010	400	220	1,05	
	2,74	126,0	450,0	230,9	960	380	230	1,52	
	3,11	104,4	457,2	230,2	990	360	200	1,39	
Pięciostrefowy piec przepychowy - Walcownia Duża (huta B) $\chi_1 = 0,614$ $\dot{V}_1 = 197,6 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $\dot{W}_{dl} = 174,2 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,18$	1,82	239,0	483,8	156,3	1090	310	-	1,37	$\chi = 1,471$ $b = 0,078$ K/kW
	1,84	200,9	423,7	179,1	1130	310	-	1,21	
	1,86	210,2	412,6	160,1	1150	300	-	1,29	
	1,87	220,3	466,2	159,6	1140	310	-	1,39	
	1,89	220,3	472,7	165,9	1150	330	-	1,34	
	1,93	197,6	401,4	174,2	1160	320	-	1,18	
	1,94	160,2	367,9	200,2	1150	320	-	1,15	
	2,03	194,8	559,8	189,7	1100	340	-	1,14	
	2,23	232,9	477,0	167,5	1150	300	-	1,27	
	2,24	224,3	468,4	160,5	1140	310	-	1,36	
2,28	196,2	419,0	177,3	1090	360	-	1,24	$\chi = 1,518$ $b = 0,044$ K/kW	
2,34	257,0	508,3	161,0	1140	320	-	1,29		
2,52	175,3	385,9	195,1	1060	270	-	1,14		
2,54	220,0	388,1	183,4	1140	300	-	1,05		

cd. tablicy 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Czterostrefowy piec przeciwprądowy - Walcownia Sredn.-Mala (huta B) $\alpha_1 = 0,64$ $\dot{P}_1 = 321,1 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $W_{dl} = 217,4 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,22$	6,06	321,1	856,4	217,4	1030	390		1,22	$\chi = 1,415$ $b = 0,005$ K/kW
	6,19	321,1	1000,1	202,1	980	320		1,55	
	6,23	312,1	936,7	211,8	950	300		1,41	
	6,29	285,5	847,4	210,9	950	370		1,40	
	6,32	258,8	814,0	215,9	1060	380		1,45	
	6,35	285,5	892,1	197,9	1050	350		1,59	
	6,38	334,4	1070,6	196,2	1040	330		1,64	
6,45	321,1	959,0	198,7	1000	300		1,51		
Dwustrefowy piec przeciwprądowy - Ruznia Osi (huta C) $\alpha_1 = 0,86$ $\dot{P}_1 = 45,4 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $W_{dl} = 375 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,07$	1,52	44,6	183,6		1060	290		1,05	$\chi = 1,478$ $b = 0,069$ K/kW
	1,54	45,4	187,2		1100	220		1,05	
	1,56	45,4	190,8		1090	260		1,07	
	1,62	46,8	190,8	375,0	1080	250		1,05	
	1,72	44,6	169,2		1030	280		1,05	
	1,72	47,9	201,6		1070	260		1,08	
	1,88	54,4	223,2		1020	240		1,05	
Piec tunelowy - Prascownia (huta C) $\alpha_1 = 0,703$ $\dot{P}_1 = 53,6 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $W_{dl} = 375 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,18$	1,50	64,8	295,2		960	180		1,16	$\chi = 1,131$ $b = 0,003$ K/kW
	1,53	99,0	338,4		1020	0		1,05	
	1,65	53,6	248,4		980	200		1,18	
	1,67	44,6	154,8	375,0	1050	0		1,05	
	1,70	54,4	230,4		950	0		1,08	
	1,74	35,2	172,8		940	190		1,25	
	1,81	62,6	309,6		990	0		1,26	
	2,58	98,3	424,8		1050	0		1,10	
	2,60	82,4	367,2		1090	230		1,14	
	2,65	85,0	360,0	375,0	950	220		1,08	
2,69	85,7	345,6		1000	0		1,05		
2,71	80,3	367,2		970	180		1,17		
Jednostrefowy piec wylubny Walcownia Zgniatacz (huta B) $\alpha_1 = 0,656$ $\dot{P}_1 = 63,4 \frac{\text{kmol}}{\text{h}}$ $W_{dl} = 1920 \frac{\text{MJ}}{\text{kmol}}$ $\lambda_1 = 1,05$	1,04	29,5	59,0	194,0	1170	520		1,05	$\chi = 1,043$ $b = 0,000$ K/kW
	1,06	43,6	87,1	197,0	1140	510		1,08	
	1,08	52,6	105,1	198,0	1150	460		1,04	
	1,09	49,0	97,9	201,0	1200	440		1,05	
	1,22	63,4	126,7	192,0	1060	520		1,07	
	1,23	85,3	170,6	201,9	1140	470		1,05	
	1,25	56,2	114,5	210,3	1170	500		1,05	

2.3. Wskaźnik względnej oszczędności energii chemicznej paliwa

2.3.1. Wzory obliczeniowe

Najczęściej stosowanym [8, 9, 45, 47, 50, 59] wskaźnikiem użyteczności rekuperacji jest względna oszczędność energii chemicznej paliwa

$$\omega = \frac{-\Delta(\dot{P} W_d)}{(\dot{P} W_d)_0} \dot{Q}_{uz} = \text{idem} \quad (2.16)$$

gdzie:

- $-\Delta(\dot{P} W_d)$ - oszczędność strumienia energii chemicznej paliwa uzyskana dzięki zastosowaniu rekuperacji,
- $(\dot{P} W_d)_0$ - strumień energii chemicznej paliwa spalane w procesie bezrekuperacyjnym.

Po wykorzystaniu równań (2.5), (2.10) oraz (2.13), dla $\dot{Q}_{st} + \dot{I}_{sw} = \text{idem}$ [60], ze wzoru definicyjnego (2.16) uzyskuje się

$$\omega = \frac{L}{M} \quad (2.17)$$

gdzie:

$$L = [1 + (\chi - 1)(1 + v\alpha_0 - v)] q_r - (1 - v) [S\Delta t_{s0} + (\chi - 1) \left(\frac{1}{v} + \alpha_0 - 1\right) W_d]$$

$$M = \frac{1}{v} [\chi(v - 1) + 1] W_d + \chi q_r - S\Delta t_{s0}$$

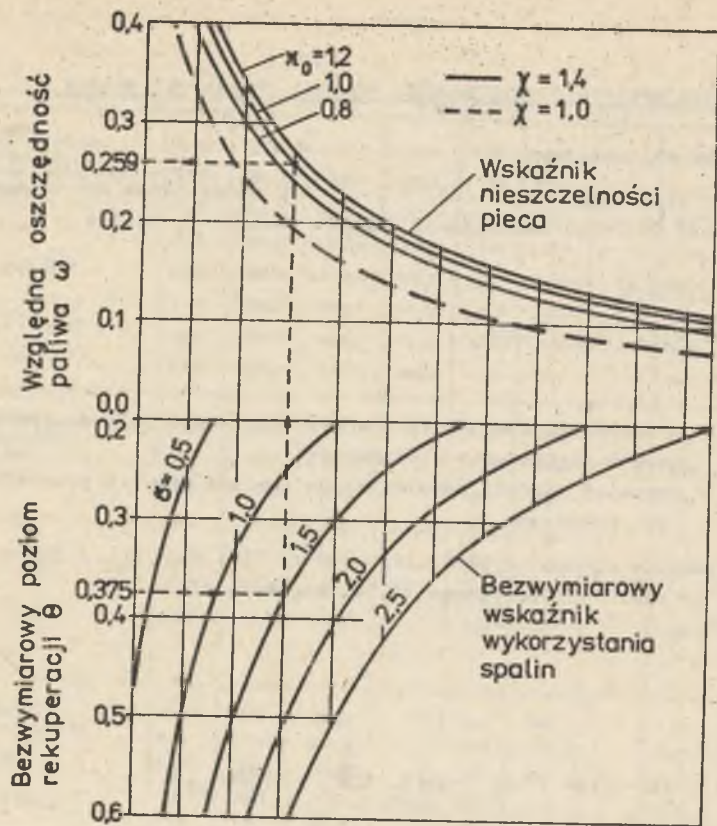
przy czym

$$v = \frac{S_0 W_d}{S W_{d0}}$$

W równaniu (2.17) oraz dalszych zależnościach indeksem "0" oznaczono parametry dotyczące procesu bezrekuperacyjnego.

Dla stałej jakości paliwa spalane w porównywanych procesach ($W_d = \text{idem}$) oraz stałym stosunku nadmiaru powietrza ($\lambda = \text{idem}$), równanie (2.17) przyjmie postać

$$\omega = \frac{[1 + \alpha_0(\chi - 1)] q_r}{W_d + \chi q_r - S\Delta t_{s0}} \quad (2.18)$$



Rys. 3. Względna oszczędność energii chemicznej paliwa
Fig. 3. Reduced economy of the chemical energy of fuel

Bardziej ogólna postać równania (2.18) można uzyskać przez zastąpienie występujących w nim zmiennych wielkościami bezwymiarowymi:

- bezwymiarowym poziomem rekuperacji

$$\theta = \frac{q_r}{S \Delta t_{s0}} \quad (2.19)$$

- bezwymiarowym wskaźnikiem wykorzystania spalin

$$\sigma = \frac{w_d}{S \Delta t_{s0}} - 1. \quad (2.20)$$

Otrzymuje się wtedy zależność

$$\omega = [1 + \eta_0 (\chi - 1)] \frac{\theta}{\sigma + \chi \theta} \quad (2.21)$$

Wpływ zmiennych bezwymiarowych θ i σ oraz wskaźników χ i η_0 na względną oszczędność paliwa spalane w piecu przedstawiono na rys. 3.

2.3.2. Niedokładność oceny oszczędności paliwa

Niedokładność oceny przewidywanej oszczędności paliwa jest w głównej mierze uzależniona od niedokładności wskaźników χ i η_0 . Z zasady przenoszenia błędów uzyskuje się

$$\delta \omega = \sqrt{\delta \omega_\chi^2 + \delta \omega_{\eta_0}^2} \quad (2.22)$$

gdzie:

$\delta \omega_\chi, \delta \omega_{\eta_0}$ - składnik błędu wynikający z niedokładności oszacowania wartości χ oraz η_0 .

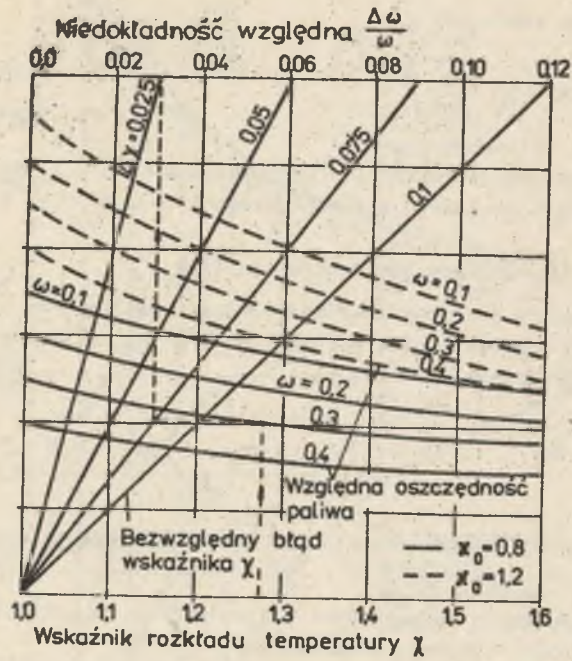
W przypadku określania oszczędności paliwa według równania (2.18) lub (2.21) składniki błędu wynikają z zależności:

$$\frac{\delta \omega_\chi}{\omega} = \frac{1}{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial \chi} \delta \chi = \frac{\eta_0 - \omega}{1 - \eta_0 (\chi - 1)} \delta \chi \quad (2.23)$$

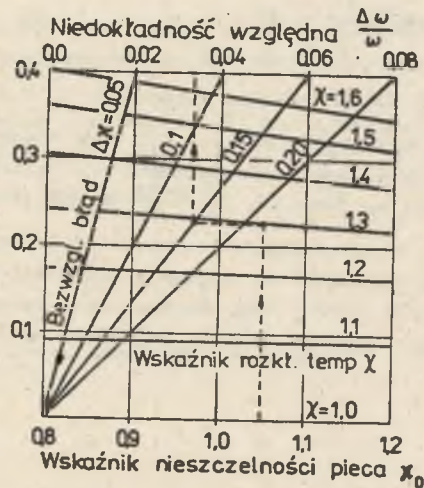
$$\frac{\delta \omega_{\eta_0}}{\omega} = \frac{1}{\omega} \frac{\partial \omega}{\partial \eta_0} \delta \eta_0 = \frac{\chi - 1}{1 - \eta_0 (\chi - 1)} \delta \eta_0$$

Wpływ niedokładności $\delta \chi$ i $\delta \eta_0$ określenia wskaźników χ i η_0 na wartości $\frac{\delta \omega_\chi}{\omega}$ i $\frac{\delta \omega_{\eta_0}}{\omega}$ przedstawiono odpowiednio na rys. 4 i 5. Z równań (2.23) oraz rysunków wynika, że dokładność oceny oszczędności paliwa zależy w większym stopniu od wartości $\delta \chi$ niż od $\delta \eta_0$ (dla $\frac{\delta \chi}{\chi} = \frac{\delta \eta_0}{\eta_0}$ uzyskuje się $\delta \omega_\chi > \delta \omega_{\eta_0}$). Stosunkowo mała dokładność wyznaczania wartości wskaźnika nieszczelności pieca poddaje w wątpliwość celowość uzależniania jego wartości od rekuperacyjnej oszczędności paliwa w piecu. Przy uwzględnieniu równania (2.13) oraz wzoru (2.16) dla $w_d = \text{idem}$ oraz $\lambda = \text{idem}$ otrzymuje się

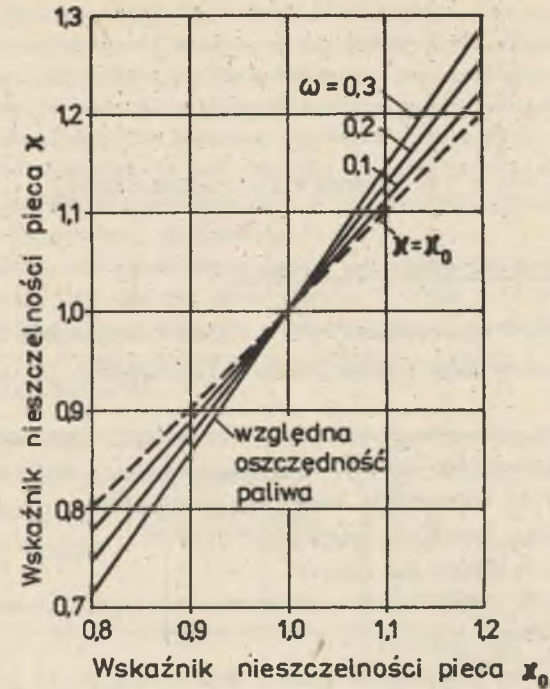
$$\eta_0 = 1 + \frac{\eta_0 - 1}{1 - \omega} \quad (2.24)$$



Rys. 4. Wpływ niedokładności oszacowania wskaźnika χ na ocenę rekuperacyjnej oszczędności paliwa
 Fig. 4. Influence of the inaccuracy of χ prediction on the estimation of the fuel economy due to recuperation



Rys. 5. Wpływ niedokładności oszacowania wskaźnika nieszczelności pieca na ocenę rekuperacyjnej oszczędności paliwa
 Fig. 5. Influence of the inaccuracy of the furnace leakage factor estimation on the evaluation of the fuel economy due to recuperation



Rys. 6. Wpływ rekuperacji na wartość wskaźnika nieszczelności pieca
 Fig. 6. Influence of the recuperation on the values of the furnace leakage factor

Wpływ wskaźników X_0 i ω na wartość omawianego wskaźnika X pokazano na rys. 6. Jak wynika z tego rysunku bezwzględna wartość różnicy $|X_0 - X|$ jest mniejsza od prawdopodobnego błędu δX . Wobec tego w dalszych obliczeniach przyjęto stałą wartość wskaźnika nieszczelności ($X = X_0$).

3. FUNKCJA CELU I OGRANICZENIA

3.1. Ogólne założenia i ich dyskusja

W obliczeniach optymalizacyjnych przyjęto następujące założenia:

- 1) rekuperatory mają współpracować z istniejącymi piecami grzejnymi i kominami,
- 2) celem rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej jest wyłącznie oszczędność, jakościowo stałego, paliwa gazowego,
- 3) za warianty rekuperacji uważa się stosowanie:
 - pojedynczego rekuperatora powietrza,
 - pojedynczego rekuperatora paliwa,
 - powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów działających w układzie szeregowym,
- 4) przewidywaną oszczędność paliwa określa się przez porównanie bilansów energii pieca pracującego w warunkach bezrekuperacyjnych oraz po zastosowaniu rekuperacji,
- 5) obliczenia przeprowadza się dla stałych, uśrednionych w skali roku, wartości parametrów eksploatacyjnych (wydajności cieplnej, wartości opałowej paliwa, temperatury wsadu przed oraz po podgrzaniu),
- 6) stosunki nadmiaru powietrza do spalania oraz nieszczelności pieców i kanałów spalinowych odpowiadają warunkom technicznie uzasadnionym,
- 7) struktura (tzn. wartość wzajemnych stosunków) nakładów inwestycyjnych rekuperatora i zespołu wentylatora, kosztów paliwa i kosztów energii elektrycznej jest stała i niezależna od czasu, przy czym za bazowy przyjęto układ cen obowiązujący w 1984 r.
- 8) rekuperatory traktuje się jako przeciwprądowe wymienniki ciepła.

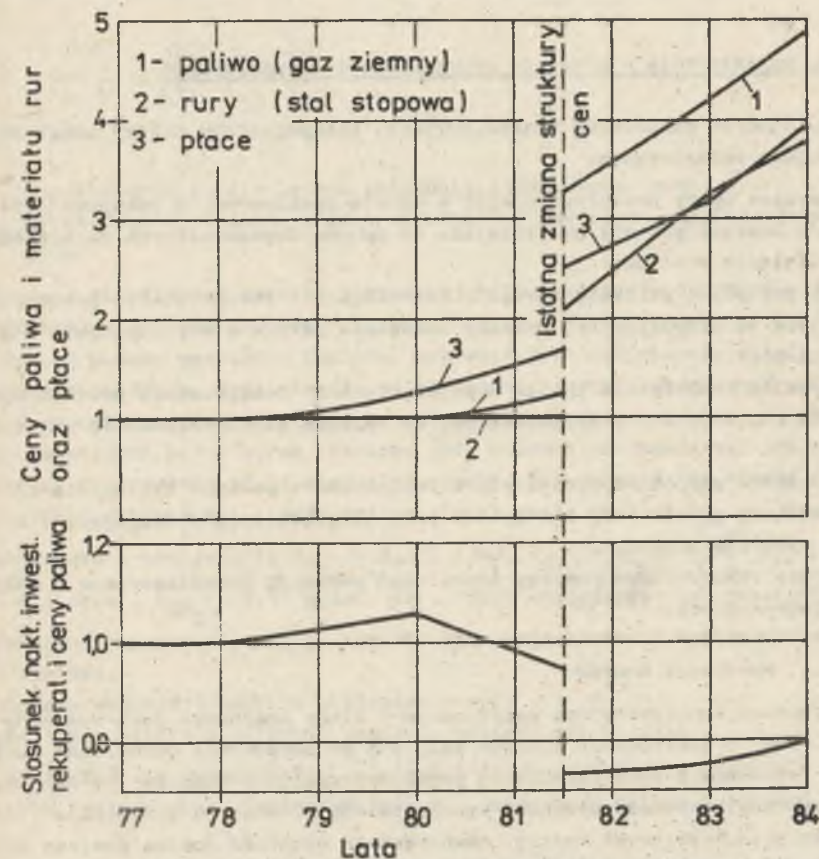
Postać funkcji celu oraz sposób obliczeń optymalizacyjnych zależy od warunków doboru rekuperatorów oraz rozpatrywanego wariantu rekuperacji. Przy doborze rekuperatorów do pieców nowo projektowanych ich optymalizację powinno się przeprowadzać równocześnie z wyznaczeniem najkorzystniejszych parametrów pieców [18, 59] i kominów. W przypadku pieców istniejących celem rekuperacji może być oszczędność paliwa, obniżenie wartości opałowej paliwa i/lub zwiększenie wydajności pieca. W powyższym kontekście założenia 1, 2 i 3 określają zakres zagadnień objętych niniejszym opracowaniem.

Przyjęcie w obliczeniach bilansowej metody określania oszczędności paliwa (założenie 4) wynika z trudności związanych z wyznaczeniem szczegółowych

charakterystyk energetycznych poszczególnych pieców. Zwiększenie dokładności przeprowadzonych obliczeń starano się uzyskać przez wykorzystanie w metodzie bilansowej uproszczonych charakterystyk energetycznych pieców.

W wyniku obliczeń optymalizacyjnych przykładowych rekuperatorów stwierdzono [24], że uwzględnienie zmiennych warunków pracy pieca nie wpływa na optymalne wartości parametrów doskonałości. Są one praktycznie takie same jak w przypadku obliczeń przeprowadzonych dla stałych, średnich wartości parametrów eksploatacyjnych (założenie 5).

Przed realizacją usprawniających zamierzeń inwestycyjnych należy wykorzystać bezinwestycyjne sposoby zmniejszenia zużycia paliwa w piecu [63]. Szczególnie efektywne jest przy tym przestrzeganie odpowiednich stosunków nadmiaru powietrza do spalania oraz uszczelnienia pieców i kanałów spalinowych [58, 63] (założenie 6).



Rys. 7. Zmiana wskaźników ekonomicznych w czasie

a) ceny i płace, b) stosunek nakładu inwestycyjnego rekuperatora i ceny paliwa

Fig. 7. Variation in time of the economic parameters

a) prices and wages, b) ratio of the recuperator first cost and fuel price

Zmienność krajowych wskaźników ekonomicznych stosowanych przy techniczno-ekonomicznej optymalizacji rekuperatorów przedstawiono na rys. 7. Przy dużych zmianach bezwzględnych wartości wskaźników w czasie ich wpływ na strukturę cen jest stosunkowo nieduży (założenie 7). Wyraźna zmiana struktury ma charakter skokowy i jest rezultatem centralnie podejmowanych decyzji gospodarczych (np. w roku 1981).

W rekuperatorach konwekcyjnych najczęściej występuje krzyżowo-przeciwprądowy kierunek przepływu czynników. Przy stałych parametrach eksploatacyjnych kierunek przepływu wpływa na średnią temperaturę spalin i czynnika podgrzewanego w wymienniku ciepła. Dla warunków występujących w rekuperatorach przemysłowych powyższa różnica temperatur jest co najwyżej o 4% mniejsza od wartości obliczonej dla przeciwprądowego przepływu czynników [1, 22, 5]. Stanowi to uzasadnienie założenia 8.

3.2. Ograniczenia w procesie optymalizacji rekuperatorów

Przy doborze parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów należy uwzględnić następujące ograniczenia:

- sumaryczne opory przepływu spalin w kanale spalinowym, w rekuperatorze oraz w kominie powinny być mniejsze od oporów dopuszczalnych ze względu na ciśnienie w piecu,
- opory przepływu paliwa gazowego w rurociągach i rekuperatorze powinny być mniejsze od dyspozycyjnej różnicy ciśnienia paliwa w sieci gazowej i przed palnikami,
- maksymalna temperatura spalin dopływających do rekuperatora powinna być niższa od temperatury dopuszczalnej ze względu na żaroodporność materiału rur,
- temperatura spalin odpływających z rekuperatora powinna być wyższa od temperatury punktu rosy dla spalin przy uwzględnieniu występujących w nich związków siarki,
- rozmiary rekuperatora powinny odpowiadać warunkom lokalizacyjnym w ciągu spalinowego pieca.

3.2.1. Wysokości kominów

Parametrem konstrukcyjnym decydującym o ciągu kominowym jest wysokość komina. Przy projektowaniu kominów dąży się do zachowania określonej wartości tzw. zbieżności oraz określonej prędkości spalin w kominie [1, 50]. Przy powyższym uwarunkowaniu wysokość komina zależy głównie od strumienia i temperatury przepływających spalin. Równocześnie wysokość komina powinna być dostosowana do oporów przepływu spalin w całym ciągu spalinowym oraz spełniać normatywne warunki ze względu na ochronę środowiska.

Parametry konstrukcyjne kominów instalowanych przy piecach grzejnych w Polsce powinny odpowiadać normom [38, 69]. Norma branżowa [38] uzależnia

wysokości i średnicę wylotową kominów od strumienia energii chemicznej spalnego paliwa i charakteryzuje się dużą rozpiętością między minimalnymi i maksymalnymi wartościami określanych parametrów. Ze względu na ochronę środowiska zaleca się przy stosowaniu powyższej normy budowanie kominów o wysokości nie mniejszej od 40 m.

Wytyczne podane w [69] uzależniają wysokości kominów od strumienia energii chemicznej paliwa, współczynników emisji poszczególnych substancji szkodliwych oraz od dopuszczalnego stężenia tych składników w otoczeniu. Przy określaniu parametrów konstrukcyjnych kominów zaleca się stosowanie iteracyjnej metody obliczeń. Z przeprowadzonych, przykładowych obliczeń wynika, że wysokości kominów określone według [69] są zbliżone do wartości uzyskiwanych z następującego wzoru empirycznego [71]

$$H = \max_1 \left[13,5 \sqrt{\frac{u_1}{c_1}} \sqrt[3]{\frac{P}{W_d}} \right], \quad (3.1)$$

gdzie:

- u_1 - współczynnik emisji 1-tego składnika szkodliwego, g/MJ,
- c_1 - dopuszczalne stężenie 1-tego składnika w powietrzu atmosferycznym, mg/m³.

We wzorze (3.1) strumień energii chemicznej paliwa należy podstawiać w MW, wysokość komina zaś jest wyrażona w metrach.

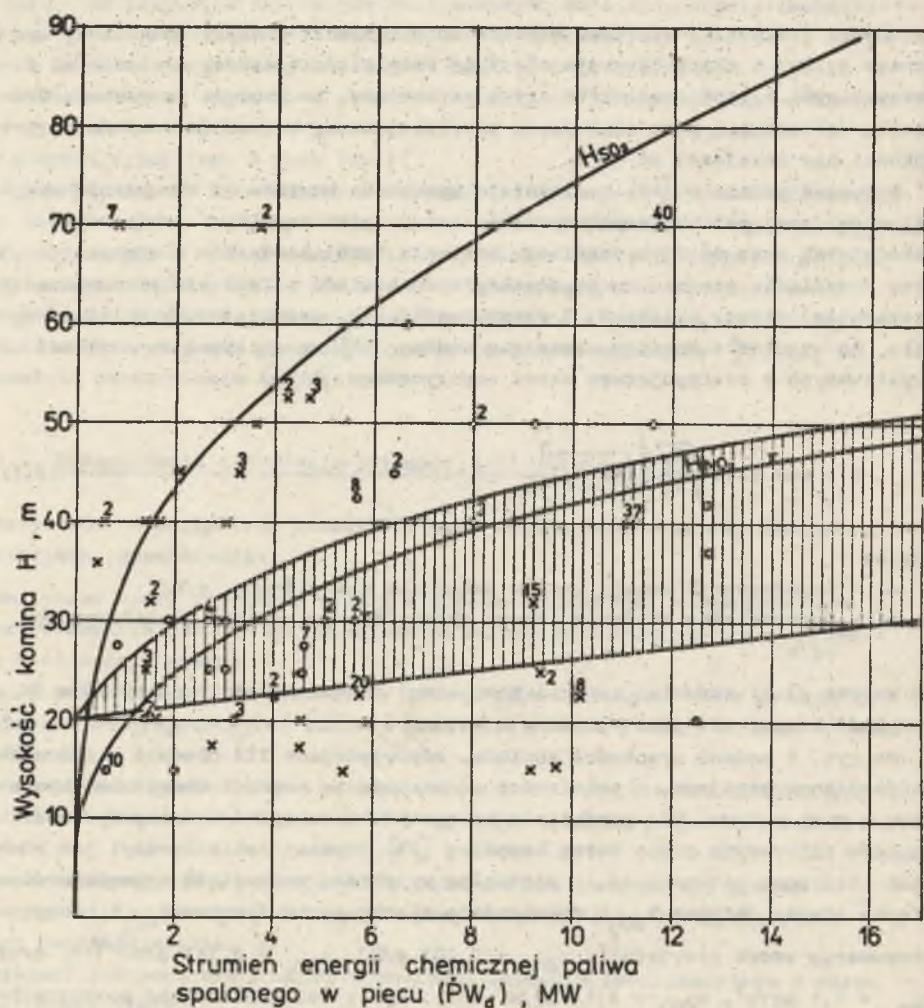
Na rys. 8 podano wysokości kominów, odpowiadające 222 obecnie eksploatowanym piecom grzejnym, w zależności od strumienia energii chemicznej spalnego w nich paliwa. Dla porównania na rysunku zaznaczono zakresy wysokości kominów zalecanych przez normę branżową [38] (obszar zakresowany) jak również obliczone ze wzoru (3.1) minimalne wysokości ze względu na emisję dwutlenku siarki (krzywa H_{SO_2}) oraz emisję tlenu azotu (krzywa H_{NO_x}). Przy stosowaniu wzoru przyjęto¹⁾: $u_{NO_x} = 0,207$ g/MJ, $u_{SO_2} = 0,783$ g/MJ [17] oraz $c_{NO_x} = 0,1$ mg/m³, $c_{SO_2} = 0,12$ mg/m³ [69]. Cyfry umieszczone nad poszczególnymi punktami przedstawionymi na rysunku oznaczają krotność występowania danych kominów.

Histogram wysokości kominów przedstawiono na rys. 9.

Z analizy powyższych rysunków wynikają następujące wnioski:

- nie stwierdza się występowania zależności między wysokością obecnie stosowanych kominów oraz strumieniem energii chemicznej paliwa spalnego w piecu,
- maksymalne wysokości kominów określone według [38] odpowiadają minimalnym wysokościami ze względu na ochronę środowiska przed zanieczyszczeniem tlenkami azotu,

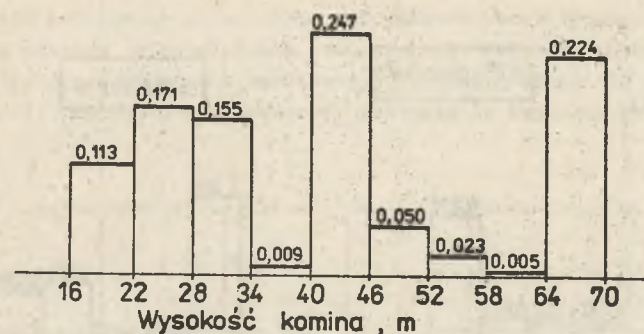
¹⁾ Podane wartości dotyczą gazu koksowniczego.



Rys. 8. Wysokość stosowanych kominów oraz ich porównanie z wysokościami normalnymi

Fig. 8. Height of existing chimneys compared with standardized height

- o wysokości kominów powinna decydować ochrona środowiska przed zanieczyszczeniem dwutlenkiem siarki,
- w przeważającej liczbie przypadków stosowane wysokości są niższe od wartości wynikających z norm ekologicznych,
- dla ~ 55% analizowanych pieców wysokości kominów są wyższe od 40 m.



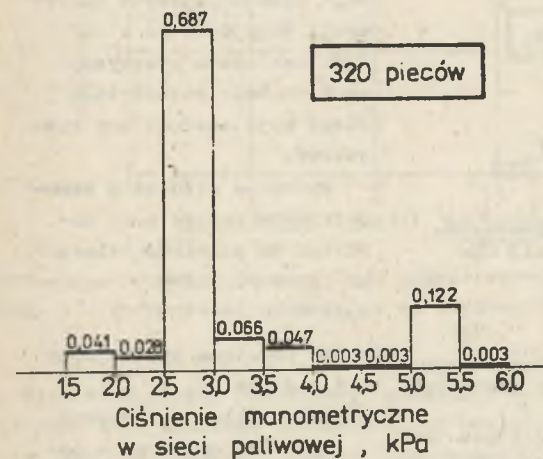
Rys. 9. Histogram wysokości kominów
Fig. 9. Histogram of chimneys height

3.2.2. Dopuszczalna strata ciśnienia paliwa w rekuperatorze

Dopuszczalna strata ciśnienia paliwa w rekuperatorze wynika głównie z minimalnego ciśnienia manometrycznego tego paliwa w sieci gazowej oraz wymaganego nadciśnienia przy dopływie do palników.

Ciśnienie paliwa w sieci gazowej zależy głównie od rodzaju stosowanego paliwa. Zauważa się, że ciśnienia manometryczne w sieciach gazowych zakładów przemysłowych oddanych do eksploatacji w ostatnich latach są wyższe od ciśnień występujących w sieciach starszych zakładów.

Histogramy nominalnych ciśnień manometrycznych w rurociągach paliwowych pieców z palnikami niskoprężnymi przedstawiono na rys. 10 i 13. Informacje podane na rysunkach dotyczą kolejno gazów: mieszkankowego (wielkopieczowego + koksowniczego), koksowniczego, ziem-

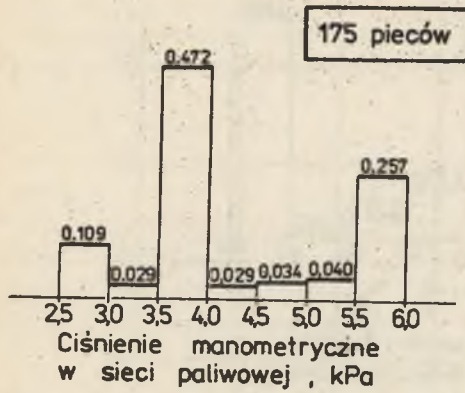


Rys. 10. Histogram ciśnienia manometrycznego w sieciach paliwowych gazu mieszanego

Fig. 10. Histogram of manometric pressure in fuel networks of mixed gas

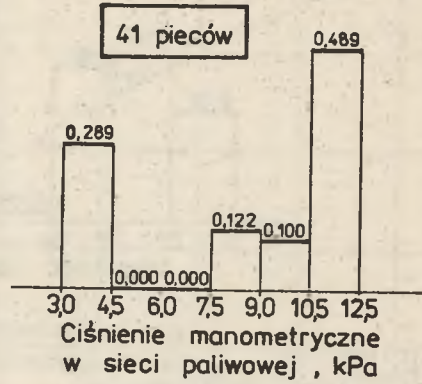
nego zaazotowanego, ziemnego wysokometanowego. Na poszczególnych rysunkach podano liczby pieców objętych analizą statystyczną.

Z obserwacji przeprowadzonych w jednej z hut wynika, że minimalne ciśnienie manometryczne może stanowić 60% ciśnienia nominalnego. Ze względu na



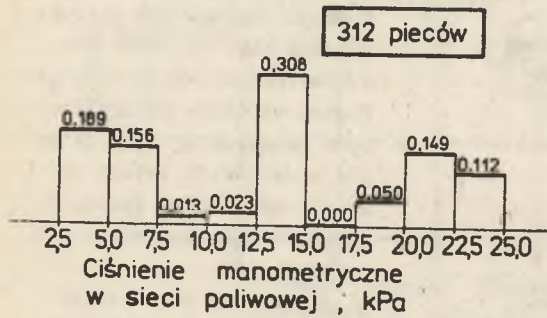
Rys. 11. Histogram ciśnienia manometrycznego w sieciach paliowych gazu koksowniczego

Fig. 11. Histogram of manometric pressure in fuel networks of coke-oven gas



Rys. 12. Histogram ciśnienia manometrycznego w sieciach paliowych gazu ziemnego zaazotowanego

Fig. 12. Histogram of manometric pressure in fuel networks of lean natural gas (high nitrogen concentration)



Rys. 13. Histogram ciśnienia manometrycznego w sieciach paliowych gazu ziemnego wysokometanowego

Fig. 13. Histogram of manometric pressure in fuel networks of reach natural gas (high methane concentration)

- dla palników samossących zasilanych gazem ziemnym 8-10 kPa [50].

Z przeprowadzonych rozważań wynika, że orientacyjna dopuszczalna strata ciśnienia paliwa w rekuperatorze wynosi: dla gazu mieszanego i koksowniczego 0,4 do 1,5 kPa, dla gazu ziemnego zaazotowanego od 0,5 do 2,5 kPa, dla gazu ziemnego wysokometanowego zaś 0,5 do 10 kPa.

brak dokładniejszych informacji przyjęto, że w innych zakładach przemysłowych wahania ciśnienia w sieci mają analogiczny charakter.

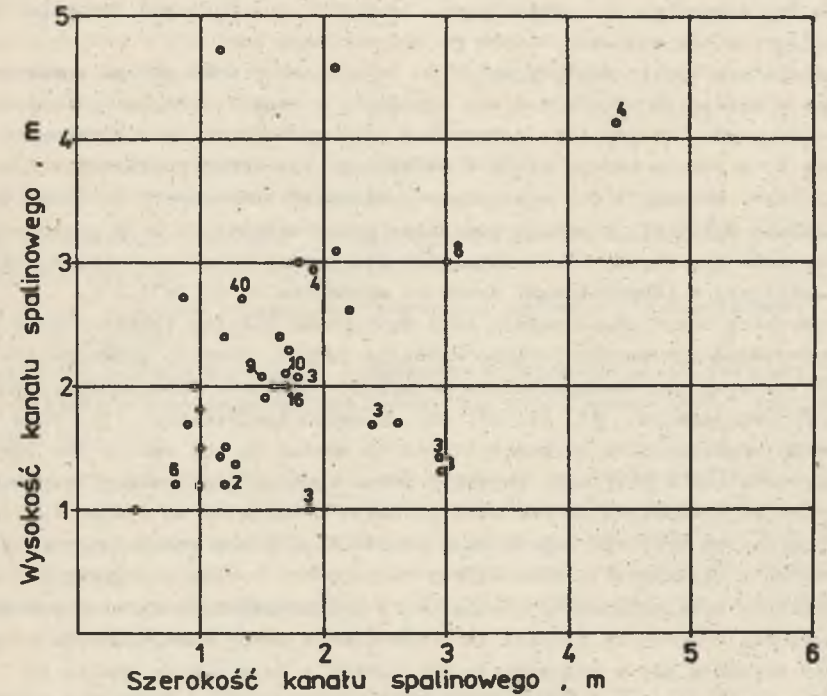
Wymagane ciśnienie manometryczne paliwa przy dopływie do palników zależą od ich konstrukcji i wynoszą:

- dla palników dyfuzyjnych 1,5-2 kPa [3],

- dla palników z indywidualnym doprowadzeniem powietrza (np. wirowych) 0,5-1,5 kPa [3],

3.2.3. Ograniczenia lokalizacyjne

Ograniczenia lokalizacyjne wynikają z rozmiarów geometrycznych kanałów spalinowych w miejscu zainstalowania rekuperatora. Parametry geometryczne poprzecznych przekrojów kanałów spalinowych, na przykładzie 130 pieców, podano na rys. 14. Krotności równoczesnego wystąpienia tych samych szerokości



Rys. 14. Parametry geometryczne poprzecznych przekrojów kanałów spalinowych

Fig. 14. Geometrical parameters of cross-section area of the flue gases passages

i wysokości kanału spalinowego określają cyfry umieszczone nad poszczególnymi punktami. Istotnym parametrem, ze względu na długość rur rekuperatora przy pionowym jego ustawieniu, jest wysokość kanału spalinowego. Analogiczne znaczenie przy poziomym układzie rekuperatorów ma szerokość kanału. Z przeprowadzonej analizy statystycznej wynikają następujące wnioski:

- nie stwierdzono występowania zależności między wysokością i szerokością kanału spalinowego,

- najczęściej spotykane wysokości kanałów spalinowych mieszczą się w zakresie od 1 do 3 m,

- najczęściej spotykane szerokości kanałów spalinowych wynoszą od 0,8 do 3 m.

3.2.4. Ograniczenia temperaturowe

Ograniczenia temperaturowe są związane z własnościami materiałowymi rur tworzących powierzchnię przepływu ciepła. Żaroodporność rur określa maksymalną dopuszczalną temperaturę rur. Temperatura ta zależy od temperatury spalin dopływających do rekuperatora, temperatury podgrzania czynnika oraz od współczynników wnikania ciepła po obu stronach rur.

Temperatura spalin dopływających do rekuperatora może ulegać znacznym zmianom w czasie. We wgłębnym piecu grzejnym, w czasie jednego cyklu podgrzewania wsadu, temperatura maksymalna może być wyższa od minimalnej o 300-500 K. W prawie każdym piecu, w określonym przekroju poprzecznym kanału spalinowego, obserwuje się występowanie odchyżeń temperatury lokalnej od temperatury średniej. W wyniku pomiarów, przeprowadzonych w 10 przeciwnych piecach grzejnych, stwierdzono różnice między maksymalnymi temperaturami lokalnymi a temperaturami średnimi wynoszące od 65 do 215 K.

W rekuperatorach równocześnie może występować znaczne zróżnicowanie lokalnych i średnich współczynników wnikania ciepła. Jest to spowodowane, w głównej mierze, nierównomiernością przepływu czynników przez poszczególne elementy rekuperatora [41, 42, 67, 68]. Ponadto stwierdzono [11] dużą zmienność współczynnika wnikania ciepła od spalin do rur wzdłuż ich obwodu. Współczynnik ten w przypadku omywania przez spaliny pojedynczej rury może się zmieniać w stosunku do wartości średniej w zakresie od 0,7 do 1,7 razy.

Z powyższych przyczyn zapewnienie niezawodnej pracy rekuperatorów wymaga wprowadzenia ograniczenia maksymalnej temperatury spalin dopływających do rekuperatora oraz maksymalnej temperatury podgrzania czynników. Z praktyki przemysłowej wynika, że dłuższe od 3 lat okresy pracy rekuperatorów konwekcyjnych uzyskuje się w przypadkach ograniczenia temperatury spalin do $t'_{s \max} = 850^{\circ}\text{C}$ [7] przy równoczesnym ograniczeniu maksymalnego przyrostu temperatury podgrzania czynników w rekuperatorze do $\Delta t_{A \max} = \Delta t_{G \max} = 500 \text{ K}$ [7, 8, 52, 70].

Obok ograniczenia maksymalnych temperatur czynników przepływających przez rekuperator konieczne jest przyjęcie minimalnej dopuszczalnej temperatury spalin odpływających z rekuperatora. Ograniczenie to jest związane z możliwością przekroczenia temperatury punktu rosy spalin zawierających związki siarki [7]. W niniejszej pracy przyjęto wartość minimalnej dopuszczalnej temperatury spalin równą $t_{s \text{ s}} = 200^{\circ}\text{C}$.

3.3. Parametry doskonałości w procesie optymalizacji rekuperatorów

3.3.1. Parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne

Przedmiotem optymalizacji jest wyznaczenie następujących parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów:

- średnic rur D_C, D_{2C} ,
- rozstawu rur w rzędzie s_{1C} ,
- rozstawu rzędów rur s_{2C} ,
- liczby rur w sekcji i_C ,
- liczby sekcji rekuperatora i_{2C} ,
- powierzchni przepływu ciepła w rekuperatorze F_C oraz optymalnego wariantu rekuperacji.

W bezpośrednim związku z konstrukcyjnymi parametrami doskonałości pozostają następujące parametry eksploatacyjne:

- optymalny przyrost temperatury podgrzania czynnika w rekuperatorze Δt_C ($C = A, G$),
- optymalna gęstość strumienia podgrzewanego czynnika przepływającego przez poszczególne rury rekuperatora, określona jako iloczyn $(w\varphi)_C$ jego prędkości i gęstości.

W pracach [19, 24, 26, 56, 57] wykazano, że optymalne wartości średnic rur, rozstawów rur oraz gęstości strumienia podgrzewanego czynnika, w znacznym stopniu zależą od warunków eksploatacji pieca niż wartości pozostałych parametrów. Ponieważ wyżej wyróżnione wielkości nie określają bezpośrednio zakresu wykorzystania energii odpadowej, nazwano je wewnętrznymi parametrami doskonałości rekuperatora.

3.3.2. Zależność między parametrami doskonałości

Dla określonych warunków eksploatacji pieca oraz znanych ograniczeń występują jednoznaczne zależności między konstrukcyjnymi i eksploatacyjnymi parametrami doskonałości.

Z warunku przepływu ciepła w rekuperatorze wynika następujące równanie

$$F_C = \pi D_C i_C i_{2C} L_{RC} = \frac{\dot{P}_0 (1 - \omega) C \Delta t_C}{z_m k_C \Delta t_{mC}} \quad (C = A, G) \quad (3.2)$$

Średnią różnicę temperatur czynników przepływających przez rekuperator określa wzór

$$\Delta t_{mC} = \frac{\Delta t'_{sC} - \Delta t'_{sC} + \Delta t_C}{\ln \frac{\Delta t'_{sC}}{\Delta t'_{sC} - \Delta t_C}} \quad (3.3)$$

Nadwyżki $\Delta t'_{SC}$, $\Delta t''_{SC}$ temperatury spalin można wyznaczyć z bilansu energii odcinka kanału spalinowego przed rekuperatorem oraz z bilansu energii rekuperatorów. Po uwzględnieniu zależności (2.4) i (2.12) oraz zasysania powietrza szkodliwego do kanału spalinowego otrzymuje się:

- dla rekuperatora powietrza:

$$\Delta t'_{SA} = \frac{1}{\beta} \left[\Delta t_{S0} - (\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right) \right] \quad (3.4)$$

$$\Delta t''_{SA} = \Delta t'_{SA} - \frac{1}{\beta} \frac{A}{S} \Delta t_A,$$

- dla rekuperatora paliwa:

$$\Delta t'_{SG} = \Delta t''_{SA} \quad (3.5)$$

$$\Delta t''_{SG} = \Delta t'_{SG} - \frac{1}{\beta} \frac{G}{S} \Delta t_G$$

W równaniach (3.4) i (3.5) wskaźnik β zasysania powietrza szkodliwego do kanału spalinowego jest określony przez stosunek pojemności cieplnych spalin za piecem i przed rekuperatorem.

Z warunku ciągłości przepływu czynnika podgrzewanego przez rekuperator wynika następująca zależność na liczbę rur w sekcji [56, 57, 59]

$$i_C = \frac{4 \dot{P}_0 (1 - \omega) n_C M_C}{\chi D_C^2 (\omega \rho)_C} \quad (3.6)$$

3.4. Funkcja celu

Przy techniczno-ekonomicznej optymalizacji rekuperatorów za funkcję celu uważa się roczny koszt zasilania pieca paliwem i powietrzem [59] lub roczny efekt ekonomiczny związany z eksploatacją pieca i rekuperatora [9, 24, 55]. Obie postacie funkcji celu są równoważne i prowadzą do tych samych wyników. W niniejszej pracy jako funkcję celu przyjęto roczny efekt ekonomiczny. Wynika to głównie z możliwości bezpośredniego wykorzystania tak sformułowanej funkcji celu do oceny celowości stosowania rekuperacji.

Ze względu na sformułowanie funkcji celu najogólniejszym wariantem rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej jest przypadek stosowania powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów (pozostałe warianty mogą być uważane za szczególny przypadek zespołu rekuperatorów). Roczny efekt ekonomiczny określa wtedy równanie

$$E = K_{GO} - K_G - \Delta K_W - \varepsilon (I_A + I_G) - \varepsilon_W I_W \rightarrow \max \quad (3.7)$$

3.4.1. Oszczędność rocznych kosztów eksploatacji

Oszczędność $(-\Delta K)$ rocznych kosztów eksploatacji pieca i rekuperatorów określają pierwsze trzy składniki rocznego efektu ekonomicznego. Wykorzystując definicję (2.16) wskaźnika względnej oszczędności paliwa w uzyskuje się [59]

$$\begin{aligned} (-\Delta K) &= K_{GO} - K_G - \Delta K_W = \\ &= \dot{P}_0 \eta_m \left[\omega e_G - (1 - \omega) V_A \text{ ot } \delta_{PA} \frac{e_{e1}}{\eta_W \eta_{s11}} \right] \quad (3.8) \end{aligned}$$

3.4.2. Charakterystyka nakładów inwestycyjnych rekuperatora

Charakterystyka nakładów inwestycyjnych określonego urządzenia stanowi zależność między jego kosztem a cechami konstrukcyjnymi. Nakładem inwestycyjnym rekuperatora jest suma kosztu urządzenia oraz kosztów przystosowania kanałów spalinowych do jego zainstalowania.

Nowe rekuperatory instaluje się przy piecach grzejnych zazwyczaj w ramach kapitalnych lub średnich remontów. Remonty kapitalne obejmują swoim zakresem również naprawę kanałów spalinowych. W związku z tym dodatkowe koszty adaptacyjne są stosunkowo niewielkie. W przypadku adaptacji kanałów, przeprowadzonej w ramach średniego remontu, minimalizację kosztów można uzyskać przez uwzględnienie w konstrukcji rekuperatora odpowiednich ograniczeń lokalizacyjnych.

Z szacunkowej oceny kosztów adaptacji kanałów spalinowych wynika, że mogą one być stosunkowo małe w porównaniu z kosztem samego rekuperatora.

W dalszych rozważaniach nakład inwestycyjny rekuperatora utożsamia się z kosztem jego pozyskania.

Wielkościami decydującymi o nakładzie inwestycyjnym rekuperatora są koszty materiałowe I_{mat} i koszt robocizny I_{rob} . Według obecnie obowiązujących zasad wyceny, nakład inwestycyjny rekuperatora wynika z zależności

$$I = a_1 I_{mat} + a_2 I_{rob}, \quad (3.9)$$

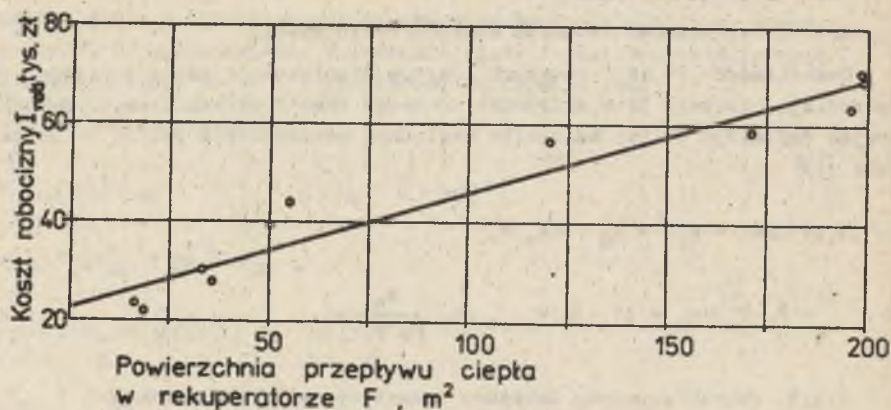
gdzie:

a_1, a_2 - współczynniki wynikające z narzutów podatkowych, stawek ubezpieczeniowych oraz stopy zysku.

Według danych uzyskanych od wytwórców rekuperatorów wartości współczynników w równaniu (3.9) wynoszą: $a_1 = 1,1$, $a_2 = 15,3$.

Koszty materiałowe rekuperatorów rurowych są sumą kosztów I_R rur oraz kosztów I_{dod} materiałów pozostałych. Koszt rur użytych do wykonania rekuperatora jest proporcjonalny do powierzchni F przepływu ciepła

$$I_R = j_R F \quad (3.10)$$



Rys. 15. Zależność kosztu robocizny od powierzchni przepływu ciepła w rekuperatorach skrzynkowych

Fig. 15. Relationship between the labour costs and the heat exchange surface area in box recuperators

Jednostkowy koszt j_R materiału rur jest zależny od średnic rur oraz od zastosowanego gatunku stali.

W celu określenia wpływu parametrów konstrukcyjnych na koszt I_{rob} robocizny oraz na koszt I_{dod} materiałów pozostałych przeprowadzono analizę statystyczną odpowiednich danych liczbowych uzyskanych z "OŻE-Kamienna". Celem tych badań było określenie parametrów konstrukcyjnych wpływających na wartości rozpatrywanych kosztów oraz określenie odpowiednich równań regresji. W wyniku obliczeń stwierdzono, że najkorzystniejsze wartości współczynników korelacji uzyskuje się przy uzależnieniu omawianych kosztów od powierzchni F przepływu ciepła w rekuperatorze (rys. 15 i 16). Poszukiwane równania regresji dla rekuperatorów skrzynkowych mają w takim przypadku następujące postacie:

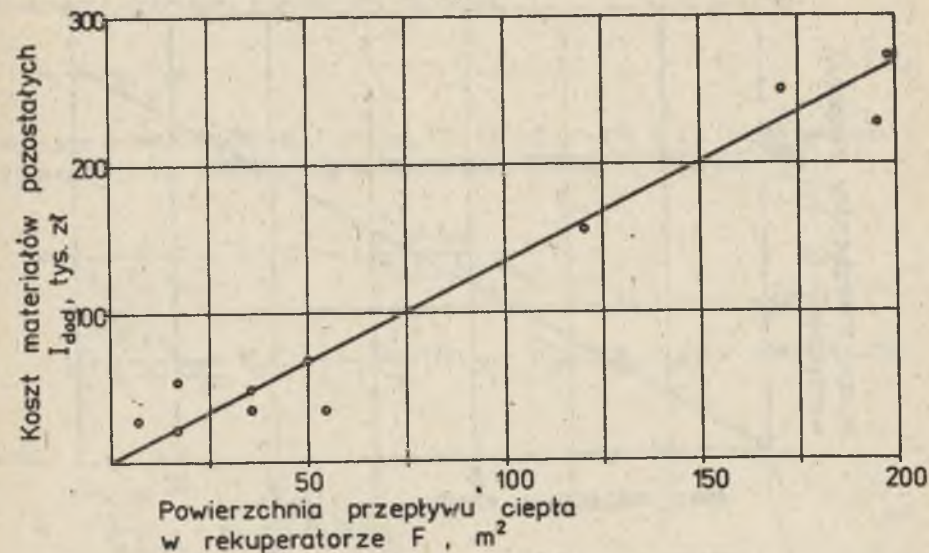
$$I_{rob} = 22,7 + 0,228 F, \quad r = 0,965, \quad (3.11)$$

$$I_{dod} = 1,32 F, \quad r = 0,948 \quad (3.12)$$

W równaniach (3.11) i (3.12) powierzchnię F należy podstawiać w m^2 , zaś wartości kosztów I_{rob} i I_{dod} uzyskuje się wyrażone w tys. zł.

Wstawiając (3.10), (3.11) i (3.12) do równania (3.9) przy uwzględnieniu rodzaju podgrzewanego czynnika, uzyskuje się następującą ogólną postać charakterystyki nakładów inwestycyjnych rekuperatora C-tego czynnika

$$I_C = I_{OC} + j_C F_C \quad (C = A, G) \quad (3.13)$$



Rys. 16. Zależność kosztu materiałów pozostałych od powierzchni przepływu ciepła w rekuperatorach skrzynkowych

Fig. 16. Dependence of the costs of remaining materials on the heat transfer area in box recuperators

przy czym:

$$I_{OC} = 347,3 \text{ tys. zł},$$

$$j_C = 4,94 + 1,1 j_R C, \text{ tys. zł}$$

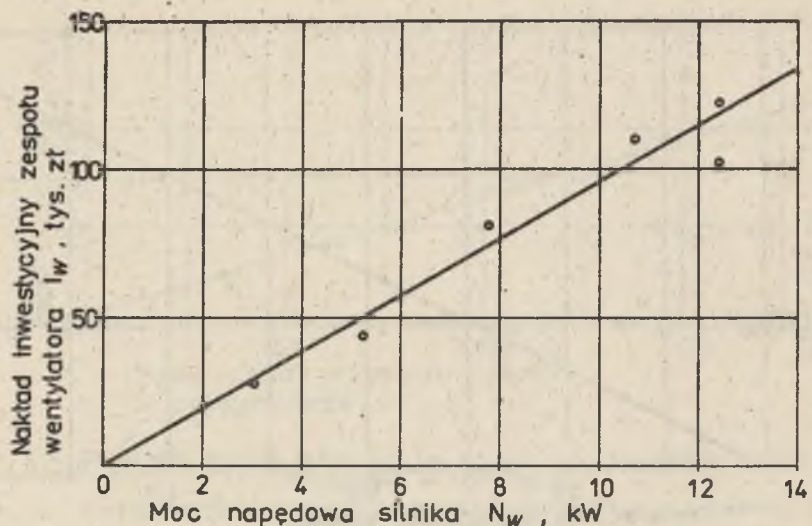
3.4.3. Charakterystyka nakładów inwestycyjnych zespołu wentylatora

Zespół wentylatora składa się z wentylatora i silnika napędowego. Przy wyznaczaniu charakterystyki nakładów inwestycyjnych, za wyróżnik cech konstrukcyjnych zespołu wentylatora, w [59] przyjęto jego moc napędową. Przeprowadzone analizy potwierdziły słuszność powyższego założenia (rys. 17).

Przy uwzględnieniu parametrów eksploatacyjnych pieca i wentylatora moc napędową N_W zespołu wentylatora określa wzór [55, 59]

$$N_W = m \dot{P}_0 (1 - \omega) v_A \text{ ot } \delta_{PA} \frac{1}{\eta_W \eta_{sil}} \quad (3.14)$$

Charakterystykę nakładów inwestycyjnych określono na podstawie sumarycznego kosztu I_W zakupu wentylatorów oraz napędowych silników elektrycznych. Przy założeniu liniowej zależności między I_W oraz N_W , wykorzystu-



Rys. 17. Charakterystyka nakładu inwestycyjnego zespołu wentylatora
Fig. 17. Characteristic of a fan assembly first cost

jąc dane dotyczące 7 różnych zespołów wentylatorów uzyskano następujące równanie regresji

$$I_w = I_{ow} + j_w N_w = 0,91 + 9,41 N_w, \quad (3.15)$$

$$r = 0,986$$

Równanie (3.15) określa charakterystykę nakładów inwestycyjnych zespołu wentylatora. Moc napędową \$N_w\$ należy w równaniu (3.15) podstawić w kW, nakład \$I_w\$ uzyskuje się wyrażony w tys. zł.

3.5. Zmodyfikowana postać funkcji celu

Przy danych parametrach eksploatacyjnych pieca i ustalonych parametrach wewnętrznych rekuperatora przyrost temperatury \$\Delta t_c\$ (\$C = A, G\$) oraz opór przepływu \$\delta p_c\$ podgrzewanego czynnika są proporcjonalne do drogi \$L_c\$ jego przepływu w rekuperatorze [55, 57, 59]. Z równania Pauleta przy uwzględnieniu warunków ciągłości przepływu, uzyskuje się równanie [57, 59]

$$L_c = \frac{C \Delta t_c D_c (wp)_c}{4 z_m k_c \Delta t_{mC} n_c H_c} \quad (3.16)$$

Równocześnie spełniana powinna być zależność

$$L_c = i_{2C} L_{RC} \quad (3.17)$$

Wstawiając zależności (3.2) (3.8) (3.13) (3.14) (3.15) i (3.16) do równania (3.7) uzyskuje się następującą zmodyfikowaną postać funkcji celu [57]

$$\Phi = \frac{E}{P_0 z_m e_G} = \omega - (1 - \omega) \left(\frac{A \Delta t_A}{z_m z_m e_G \Delta t_{mA}} \varphi_A + \frac{G \Delta t_G}{z_m z_m e_G \Delta t_{mG}} \varphi_G \right) - \frac{1}{P_0 z_m e_G} [\epsilon (I_{oA} + I_{oG}) + \epsilon_w I_{ow}] \rightarrow \max \quad (3.18)$$

gdzie:

$$\varphi_A = \frac{1}{k_A} \left[\epsilon j_A + Y_A \frac{\delta p_A}{L_A} D_A (wp)_A \right] \quad (3.19)$$

$$\varphi_G = \frac{\epsilon j_G}{k_G} \quad (3.20)$$

$$Y_A = \frac{e_{el} z_m + m j_w \epsilon_w}{4 \eta_w \eta_{sil} P_A \sigma t} \quad (3.21)$$

Występujące w zależnościach (3.19) i (3.20) współczynniki przenikania ciepła \$k_C\$ (\$C = A, G\$) określa równanie [56, 57, 59]

$$\frac{1}{k_C} = \frac{D_C^{0,2}}{B_C (wp)_C^{0,8}} + \frac{D_C^{0,4} \left(1 - \frac{k_C D_C}{s_1 C}\right)^{0,6}}{B_S k_C^{0,6} \left(\frac{s_1 C}{s_2 C}\right)^{0,17}} \quad (3.22)$$

gdzie:

$$B_C = 0,023 \frac{\lambda_C^{0,8} c_{pC}^{0,4}}{\tau_C^{0,4}}$$

$$B_S = 0,41 (1 + \Phi) \frac{\lambda_s^{0,67} c_{ps}^{0,33}}{\tau_s^{0,27}} (wp)_s^{0,6}$$

przy czym:

λ, η - współczynnik przewodzenia ciepła oraz dynamiczny współczynnik lepkości czynnika podgrzewanego lub spalin.

Stosunek oporów przepływu przez rekuperator czynnika w nim podgrzewanego do drogi jego przepływu wynika z kolei z zależności [56, 57, 59]

$$\frac{\delta p_C}{L_C} = \frac{1}{\rho_{Cm}} \left[0,092 \frac{\eta_C^{0,2} (w\rho)_C^{1,8}}{D_C^{1,2}} + \frac{1}{2L_{RC}} (w\rho)_C^2 \frac{\xi_C}{\rho_C} \right] \quad (3.23)$$

3.6. Cząstkowe funkcje celu

Wpływ wewnętrznych parametrów doskonałości rekuperatora powietrza i rekuperatora paliwa na funkcję celu Φ określają odpowiednio wyrażenia φ_A oraz φ_G . Analiza wpływu parametrów eksploatacyjnych i konstrukcyjnych rekuperatorów na wartości φ_A i φ_G pozwala na bezpośrednie określenie niektórych optymalnych parametrów doskonałości oraz na znaczne uproszczenie sposobu wyznaczenia parametrów pozostałych [56, 57]. Dlatego zależności:

$$\varphi_A \rightarrow \min,$$

$$\varphi_G \rightarrow \min$$

nazwano cząstkowymi funkcjami celu w procesie optymalizacji rekuperatorów.

Podstawiając równania (3.16), (3.22) i (3.23) odpowiednio do zależności (3.19) i (3.20) uzyskuje się następującą postać cząstkowych funkcji celu [56, 57, 59]:

$$\varphi_A = \left[\frac{D_A^{0,2}}{B_A (w\rho)_A^{0,8}} + \frac{D_A^{0,4} \left(1 - \frac{\mu_A D_A}{s_{1A}}\right)^{0,6}}{B_S \mu_A^{0,6} \left(\frac{s_{1A}}{s_{2A}}\right)^{0,17}} \right] \cdot \left\{ \varepsilon j_A + \frac{\eta_A}{\rho_{Am}} \left[0,092 \frac{\eta_A^{0,2} (w\rho)_A^{2,8}}{D_A^{0,2}} + \frac{D_A \xi_A (w\rho)_A^3}{2L_{RA}} \right] \right\}, \quad (3.24)$$

$$\varphi_G = \varepsilon j_G \left[\frac{D_G^{0,2}}{B_G (w\rho)_G^{0,8}} + \frac{D_G^{0,4} \left(1 - \frac{\mu_G D_G}{s_{1G}}\right)^{0,6}}{B_S \mu_G^{0,6} \left(\frac{s_{1G}}{s_{2G}}\right)^{0,17}} \right] \quad (3.25)$$

4. WPLYW OGRANICZEŃ I PARAMETRÓW EKSPLOATACYJNYCH NA OPTYMALNE WEWNĘTRZNE PARAMETRY REKUPERATORÓW

4.1. Wpływ rozstawu rur w rekuperatorze na opór przepływu spalin i współczynnik przenikania ciepła

Dla najczęściej spotykanego, szachownicowego układu rur opór przepływu spalin przez rekuperator można wyznaczyć z zależności [15, 16]

$$\delta p_s = Y (i_1 + 1) Re_s^{-0,27} \frac{(w\rho)_s^2}{2\rho_{sm}} \quad (4.1)$$

gdzie

$$Re_s = \frac{(w\rho)_s D_z}{\eta_{sm}}$$

przy czym

$(w\rho)_s$ - maksymalna wartość iloczynu prędkości, i gęstości spalin przy ich przepływie przez rekuperator.

Liczbę Y zależnie od stosunku s_1/D_z należy obliczać ze wzorów [15, 16]:

- dla $s_1/D_z < 1,4$

$$Y = 3,2 + 0,66(1,7 - Y_1)^{1,5} + (13,09 - 9,09 \frac{s_1}{D_z}) [0,8 + 0,2(1,7 - Y_1)^{1,5}] \quad (4.2a)$$

- dla $s_1/D_z > 1,4$

$$Y = 3,2 + 0,66(1,7 - Y_1)^{1,5}, \quad (4.2b)$$

gdzie

$$Y_1 = \frac{s_1 - D_z}{\sqrt{s_2^2 + 0,25 s_1^2} - D_z}$$

Z warunku ciągłości przepływu spalin uzyskuje się

$$(w\rho)_s = (w_0\rho)_s \frac{s_1}{s_1 - D_z} \quad (4.3)$$

Wpływ rozstawu s_1 i s_2 rur w rekuperatorze ma współczynnik k przenikania ciepła w rekuperatorze wynika z równania (3.22).

Minimalny rozstaw rur w rzędzie określają ograniczenia technologiczne (warunki spawania). Z kolei minimalny rozstaw rzędów rur jest zdeterminowany koniecznością okresowego czyszczenia zewnętrznych powierzchni rur rekuperatorów. Z powyższych względów przyjęto

$$\left(\frac{s_1}{D_z}\right)_{\min} = 1,25 \quad \text{oraz} \quad \left(\frac{s_2}{D_z}\right)_{\min} = 1,5.$$

Przy stałym strumieniu ciepła przekazywanego w rekuperatorze, stałej średnicy D_z rur oraz uwzględnieniu ograniczeń lokalizacyjnych liczba i_1 rzędów rur powinna spełniać zależność

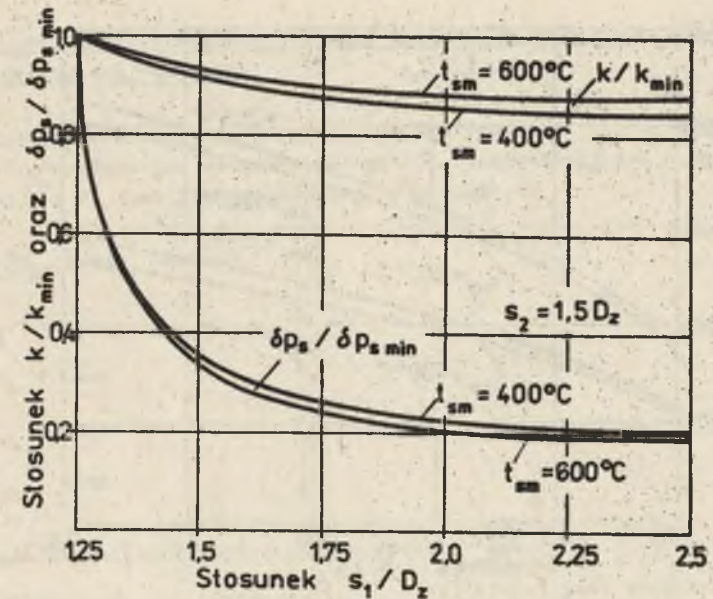
$$i_1 = i_{1 \min} \frac{s_1}{s_{1 \min}} \frac{k_{\min}}{k} \quad (4.4)$$

Indeks "min" dotyczy warunków stosowania minimalnych rozstawów rur w rzędzie oraz rzędów rur w rekuperatorze.

Wstawiając równania (4.3), (4.4) do wzoru (4.1) uzyskuje się

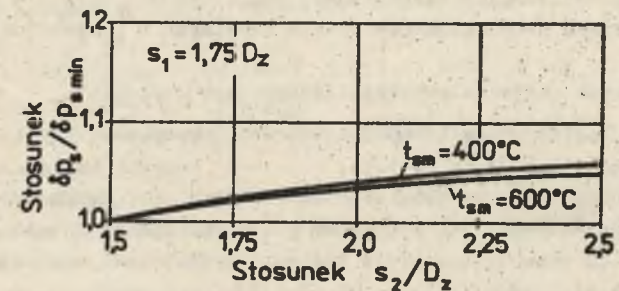
$$\delta p_s = \frac{1}{2} \gamma \left(i_{1 \min} \frac{s_1}{s_{1 \min}} \frac{k_{\min}}{k} + 1 \right) \left(\frac{\rho_s}{D_z} \right)^{0,27} \left[(w_0\rho)_s \frac{s_1}{s_1 - D_z} \right]^{1,73} \quad (4.5)$$

Wpływ rozstawu rur w rekuperatorze na opory przepływu spalin oraz współczynnik przenikania ciepła korzystnie jest analizować jako funkcję stosunków $\delta p_s / \delta p_{s \min}$ oraz k / k_{\min} . Obliczenia numeryczne przeprowadzono dla przykładowego rekuperatora powietrza, współpracującego z piecem zasilanym gazem mieszanym o $W_d = 224$ MJ/kmol. Przyjęto przy tym następujące parametry konstrukcyjne i eksploatacyjne rekuperatora: $i_{1 \min} = 10$, $D_z = 60,3$ mm, średnią temperaturę spalin $t_{sm} = 400, 600^\circ\text{C}$, średnią temperaturę powietrza $t_{Am} = 150, 300^\circ\text{C}$, odniesioną do warunków normalnych prędkość spalin w pustym kanale w miejscu zainstalowania rekuperatora $w_{0n} = 1$ m/s oraz wartość iloczynu $(w\rho)_A = 13$ kg/(m²s). Zależność analizowanych stosunków od rozstawu rur s_1 , dla $s_2 = 1,5 D_z$, przedstawiono na rys. 18. Wpływ rozstawu rzędów rur s_2 na wartość $\delta p_s / \delta p_{s \min}$ dla $s_1 = 1,75 D_z$ pokazano na rys. 19. Na rysunku tym nie zamieszczono zależności k / k_{\min} od rozstawu s_2 , ponie-



Rys. 18. Wpływ rozstawu rur w rzędzie na opory przepływu spalin oraz współczynnik przenikania ciepła w rekuperatorach rurowych

Fig. 18. Influence of the pitch of the tubes in row of the bundle on the flue gases pressure drop and on the heat transfer coefficient in a tubular recuperator

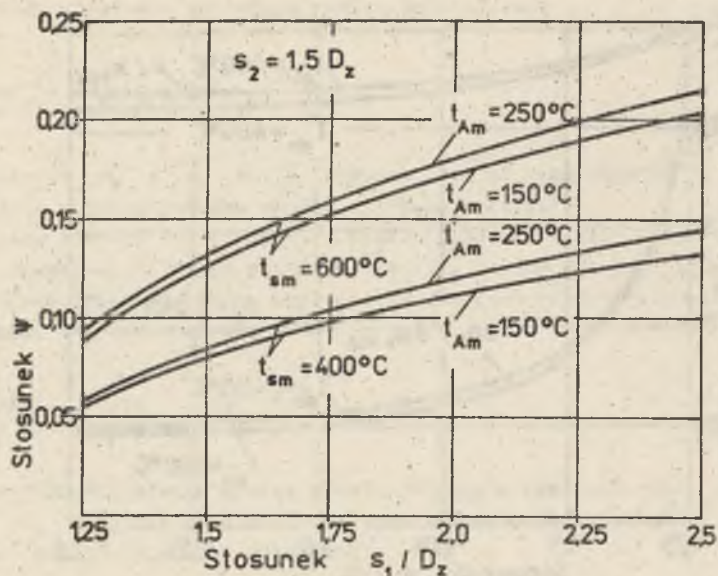


Rys. 19. Wpływ rozstawu rzędów rur na opory przepływu spalin w rekuperatorach rurowych

Fig. 19. Influence of the pitch of the tubes rows on the flue gases pressure drop in tubular recuperators

waż, jak wykazały wyniki obliczeń, w rozpatrywanym zakresie zmian parametrów zmiany stosunku k / k_{\min} są mniejsze od 1%.

Dodatkowo na rys. 20 przedstawiono wpływ rozstawu s_1 rur oraz temperatur t_{sm} i t_{Am} na wartość stosunku ψ radiacyjnego i konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła od spalin do powierzchni rur rekuperatora. Należy



Rys. 20. Wpływ rozstawu rur w rzędzie na stosunek radiacyjnego i konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła w rekuperatorze konwekcyjnym

Fig. 20. Influence of the pitch of the tubes in row of the bundle on the radiative and convective heat transfer coefficients ratio in a convective recuperator

zaznaczyć, że przy wyznaczaniu radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła uwzględniono wyłącznie promieniowanie spalin zawartych w przestrzeniach międzyrurowych.

Z przeprowadzonych obliczeń wynikają następujące wnioski:

- opory przepływu spalin przez rekuperator w istotny sposób zależą od rozstawu rur w rzędzie dla $s_1/D_z < 1,75$,
- w efekcie nakładania się, ze zwiększeniem rozstawu rur, dwóch przeciwstawnych efektów: zmniejszania się predkości przepływu spalin i zwiększania się średniej drogi promienia w bryle spalin, współczynnik wnikania ciepła wyraźnie zmienia się jedynie dla $s_1/D_z < 1,75$,
- wpływ rozstawu rzędów rur na opory przepływu spalin i współczynnik przenikania ciepła jest niewielki i może być pominięty w obliczeniach optymalizacyjnych.

W celu określenia wpływu średnicy D_z rur rekuperatora na zakres zmian rozpatrywanych stosunków $\delta p_s / \delta p_{s \min}$ i k/k_{\min} powtórzono obliczenia dla $D_z = 42,4$ mm oraz $D_z = 101,6$ mm. Uzyskane wyniki wykazały słuszność wyżej podanych wniosków dla wszystkich rozpatrywanych średnic rur.

4.2. Optymalizacja średnic rur oraz gęstości strumienia czynnika w rekuperatorach powietrza

Optymalizacja wewnętrznych parametrów doskonałości D_A i $(w\phi)_A$ rekuperatorów powietrza dla zadanych parametrów eksploatacyjnych i ograniczeń sprowadza się do rozwiązania następującego problemu

$$\begin{aligned} & \varphi_A [D_A, (w\phi)_A] \rightarrow \min \\ \text{dla: } & \begin{cases} t'_s = \text{idem} \\ \Delta t_A = \text{idem} \\ L_{RA} = \text{idem} \\ s_{1A} = \text{idem} \end{cases} \end{aligned} \quad (4.6)$$

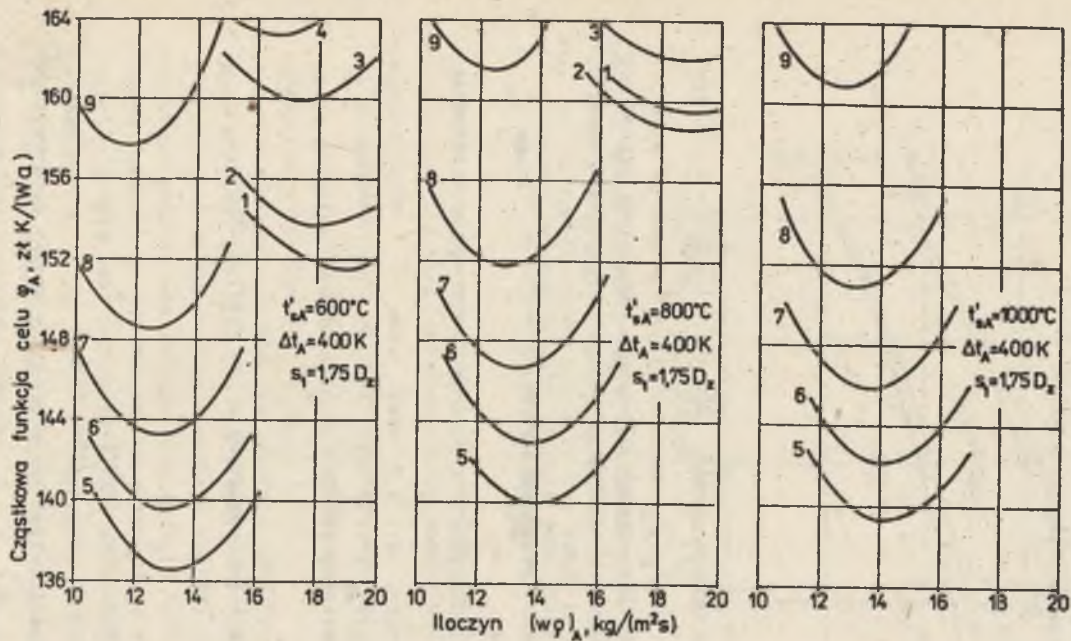
Ze względu na uwikłaną postać układu równań: $\frac{\partial \varphi_A}{\partial D_A} = 0$, $\frac{\partial \varphi_A}{\partial (w\phi)_A} = 0$, optymalne wartości $D_{A \text{ opt}}$ oraz $(w\phi)_{A \text{ opt}}$ najłatwiej jest wyznaczyć numerycznie. Rozwiązując zadanie (4.6) dla różnych kombinacji ustalonych parametrów t'_s , Δt_A , L_{RA} i s_{1A} można określić ich wpływ na wyniki przeprowadzonej optymalizacji.

Postępując w powyższy sposób wyznaczono optymalne wartości $D_{A \text{ opt}}$ i $(w\phi)_{A \text{ opt}}$ przy uwzględnieniu:

- średnic zewnętrznych rur, wynikających z programu walcowania, w zakresie od 25 do 101,5 mm,
- grubości ścianki rur wynoszącej $g = 3,2$ oraz 4 mm,
- rozstawu rur w rzędzie $s_{1A}/D_{zA} = 1,5; 1,75; 2,0$,
- długości pojedynczej rury w rekuperatorze $L_{RA} = 1,2, 3$ m,
- zasilania pieca gazem:
 - wielkopieczowym,
 - mieszanym (wielkopieczowym + koksowniczym) o $W_d = 224$ MJ/kmol,
 - koksowniczym,
 - ziemnym zaazotowanym,
 - ziemnym wysokometanowym,
- temperatury spalin $t'_{sA} = 600, 800, 1000^\circ\text{C}$,
- przyrostu temperatury powietrza $\Delta t_A \in [200, 600]$ K.

Gatunek stosowanej stali uzależniono od temperatury spalin dopływających do rekuperatora:

- dla $t'_{sA} = 600^\circ\text{C}$ przyjęto, że rury wykonane są ze stali 1H13,
- dla $t'_{sA} = 800^\circ\text{C}$ - H17,
- dla $t'_{sA} = 1000^\circ\text{C}$ - H25T.

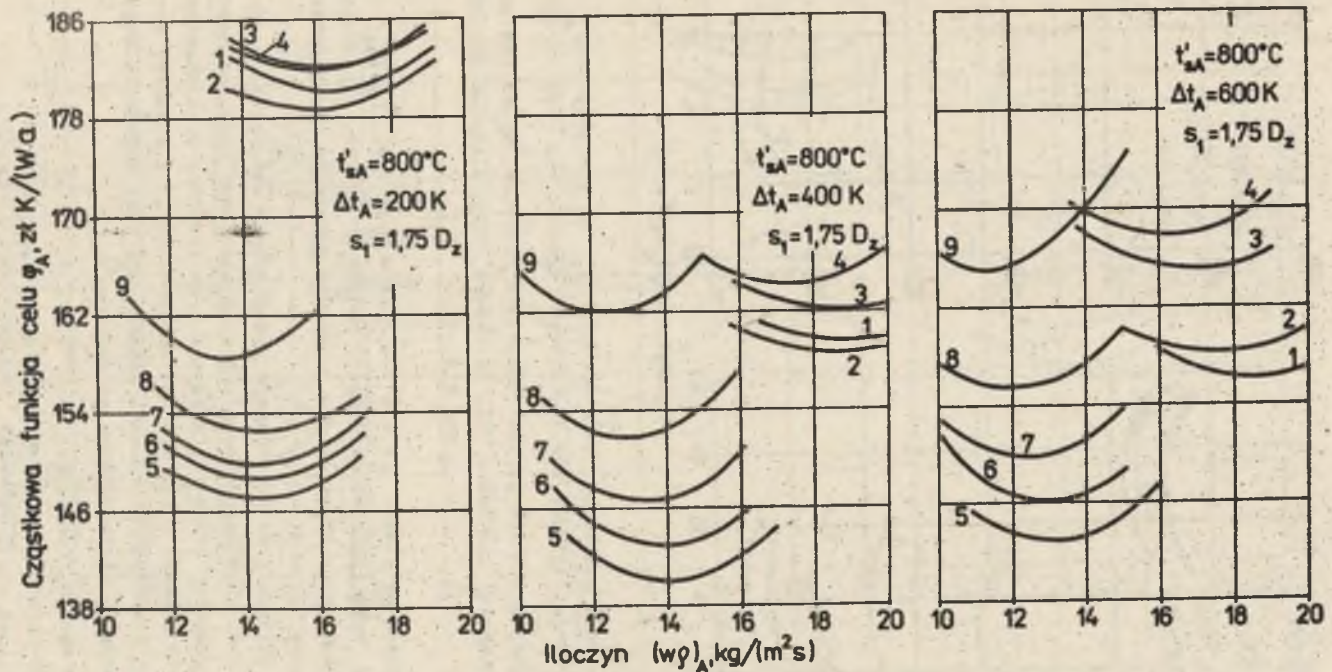


Rys. 21. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_A od iloczynu $(w\rho)_A$, średnicy rur oraz temperatury spalin dopływających do rekuperatora dla rekuperatora wykonanego z rur o grubości $g = 3,2$ mm. Cyfry oznaczają zewnętrzną średnicę rur

1 - $D_{ZA} = 30$; 2 - 33,7; 3 - 38; 4 - 42,4; 5 - 60,3; 6 - 63,5; 7 - 70; 8 - 76,1; 9 - 88,9 mm

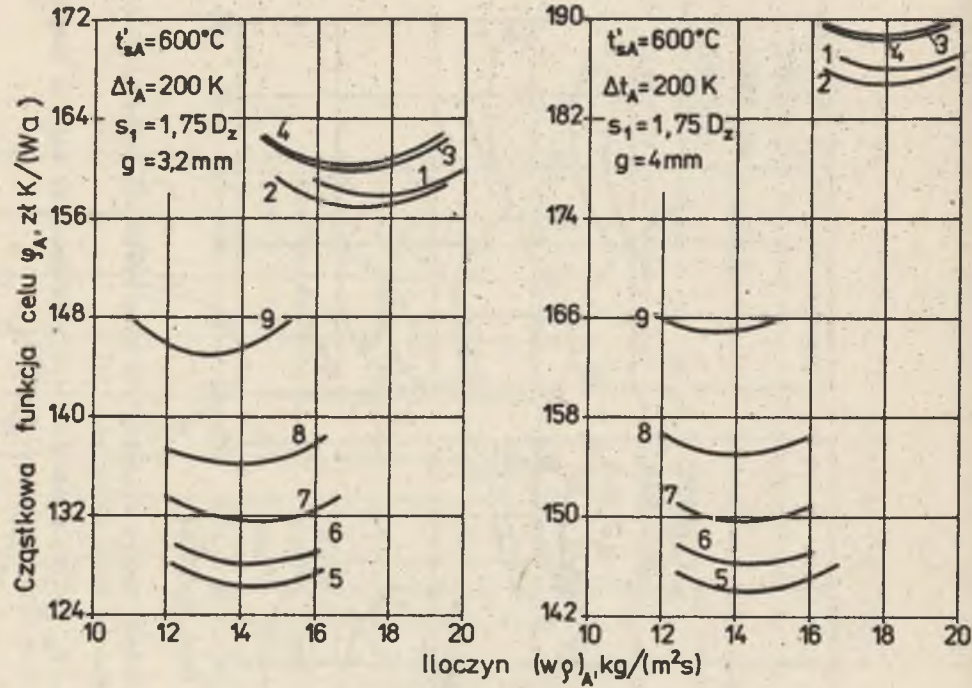
Fig. 21. Dependence of the partial objective function φ_A on the product $(w\rho)_A$, tube diameter and inlet temperature of flue gases for a recuperator constructed from tubes of 3,2 mm thickness. Numbers in the figures stand for

1 - $D_{ZA} = 30$; 2 - 33,7; 3 - 38; 4 - 42,4; 5 - 60,3; 6 - 63,5; 7 - 70; 8 - 76,1; 9 - 88,9 mm



Rys. 22. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_A od iloczynu $(w\rho)_A$, średnicy rur oraz przyrostu temperatury powietrza (oznaczenie średnic rur - patrz rys. 21)

Fig. 22. Dependence of the partial objective function φ_A on the product $(w\rho)_A$, tube diameter and air temperature rise, (tube diameter assignment see Fig. 21)



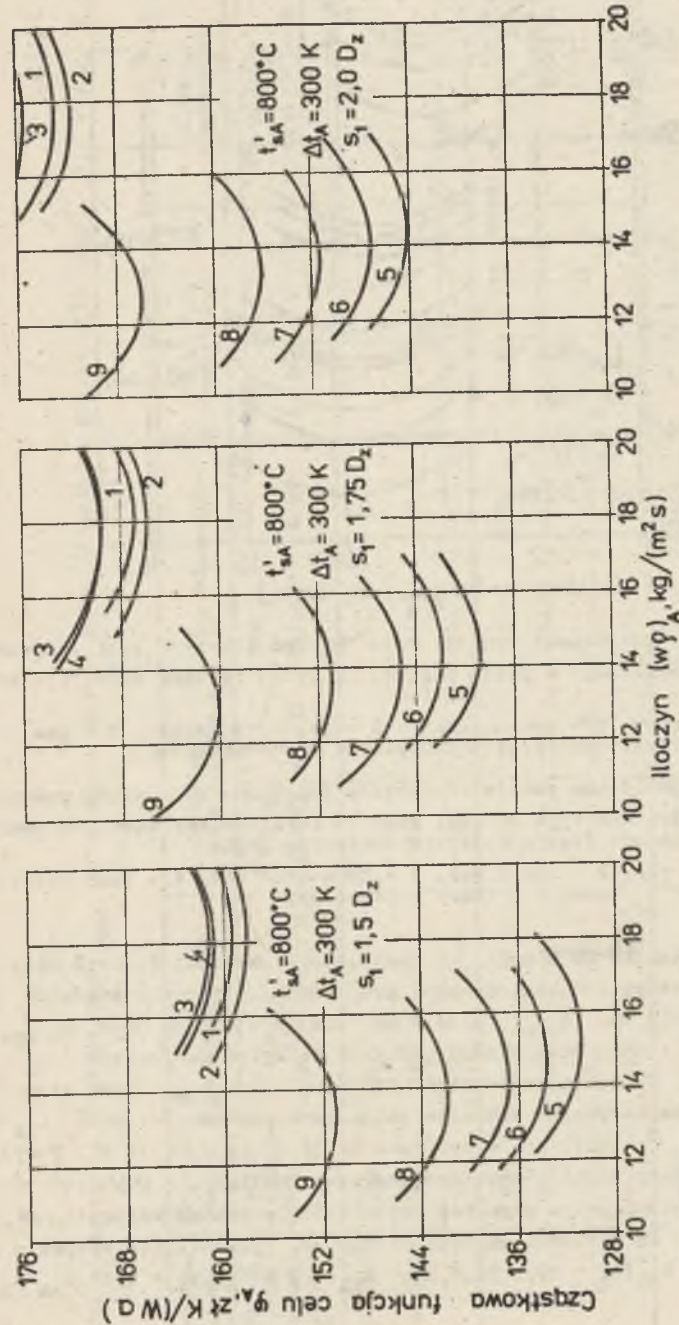
Rys. 23. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_A od iloczynu $(w\varphi)_A$ średnicy rur oraz grubości ścianek rur (oznaczenie średnic rur - patrz rys. 21)

Fig. 23. Dependence of the partial objective function φ_A on the product $(w\varphi)_A$, tube diameter and tubes wall thickness (tube diameter assignation see Fig. 21)

W obliczeniach przyjęto: $\xi = 0,4\ 1/a$, $\varepsilon_w = 0,13\ 1/a$, $\eta_w \eta_{sil} = 0,78$, $\tau_{\Sigma} = 7800\ \text{h/a}$. Wykorzystując informacje podane w [15, 16, 50] określono wartość sumy lokalnych liczb oporów przepływu powietrza w pojedynczej sekcji rekuperatora $\xi_A = 4$.

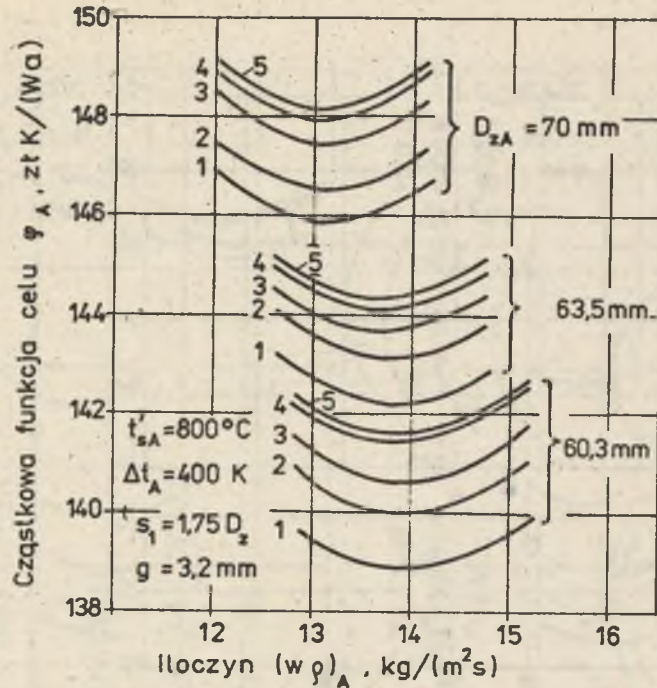
Rezultaty obliczeń, na przykładzie rekuperatora wykonanego z rur o długości $L_{RA} = 3\ \text{m}$, współpracującego z piecem zasilanym gazem mieszanym przedstawiono na rysunkach 21-24. Na każdym z tych rysunków przedstawiono zależność cząstkowej funkcji celu φ_A od iloczynu $(w\varphi)_A$ i średnicy rur D_{zA} . Cechą różniącą poszczególne rysunki między sobą jest dodatkowe uwzględnienie zmian jednego z następujących parametrów:

- temperatury spalin (rys. 21),
- przyrostu temperatury podgrzania powietrza (rys. 22),
- grubości ścianek rur (rys. 23),
- stosunku rozstawu rur w rzędzie i ich średnicy zewnętrznej (rys. 24),



Rys. 24. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_A od iloczynu $(w\varphi)_A$ średnicy rur oraz rozstawu rur w rzędzie (oznaczenie średnic rur - patrz rys. 21)

Fig. 24. Dependence of the partial objective function φ_A on the product $(w\varphi)_A$, tube diameter and pitch of the tubes in row (tube diameter assignation see Fig. 21)



Rys. 25. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_A od iloczynu $(w\rho)_A$, średnicy rur oraz rodzaju spalanego w piecu paliwa. Cyfry na rysunku oznaczają rodzaj paliwa

1 - gaz wielkopiecowy, 2 - gaz mieszany, 3 - gaz koksowniczy, 4 - gaz ziemny zaazotowany, 5 - gaz ziemny wysokometanowy

Fig. 25. Dependence of the partial objective function φ_A on the product $(w\rho)_A$, tube diameter and type of fuel used to fire the furnace. The numbers in the figure indicate following fuels

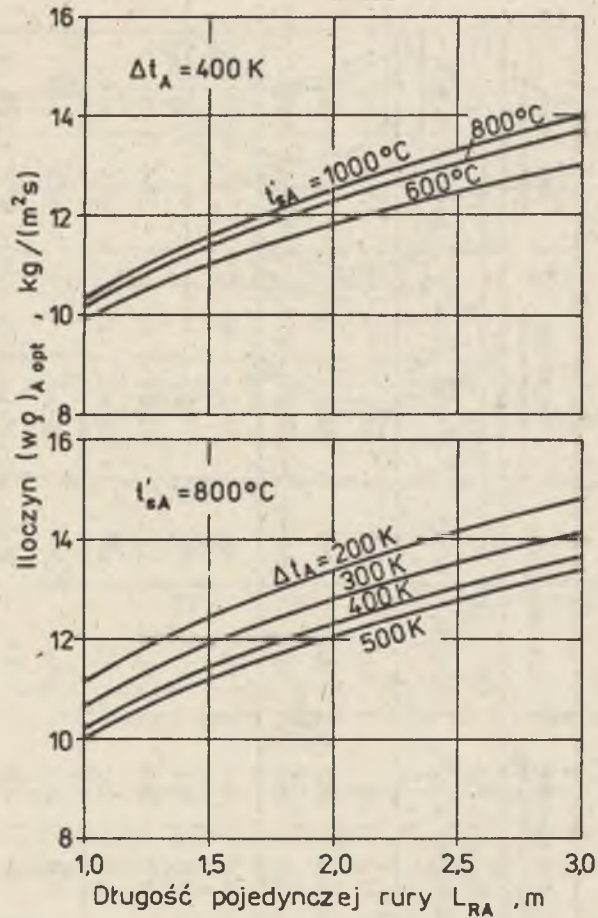
1 - blast furnace gas, 2 - mixed gas, 3 - coke-oven gas, 4 - lean natural gas, 5 - rich natural gas

Z uzyskanych rezultatów wynika, że najmniejsze wartości funkcji celu uzyskuje się, w każdym z rozpatrywanych przypadków, dla rur o średnicy $D_{zA} = D_{zA\text{opt}} = 60,3$ mm. ($D_{A\text{opt}} = 53,9$ mm dla $g = 3,2$ mm lub $D_{A\text{opt}} = 52,3$ mm dla $g = 4$ mm). Stwierdzono ponadto, że wpływ parametrów t'_{sA} , Δt_A , g oraz s_1 na optymalną wartość iloczynu $(w\rho)_A\text{opt}$ jest stosunkowo niewielki. W rozpatrywanym zakresie zmian tych parametrów, przy $L_{RA} = 3$, wartość $(w\rho)_A\text{opt}$ zmienia się w zakresie od 13 do 15,3 kg/(m³s). Powyższe prawidłowości zostały również potwierdzone przez obliczenia odpowiadające stosowaniu pozostałych paliw gazowych (rys. 25). Optymalne wartości $(w\rho)_A\text{opt}$ oraz odpowiadające im wartości współczynników k_A przenikania ciepła w rekuuperatorze, dla $D_{zA}/D_A = 60,3/52,3$ mm, $L_{RA} = 3$ m i $s_1 = 1,75 D_{zA\text{opt}}$,

Tablica 3

Optymalne wartości iloczynu $(w\rho)_A\text{opt}$ oraz odpowiadające im współczynniki przenikania ciepła k_A , dla $D_{A\text{opt}} = 52,3$ mm, $L_{RA} = 3$ m, $s_1/D_{zA} = 1,75$

Temperatura spalenia i in dopływający do rekuuperatora t'_{sA} , °C	Przyrost temperatury powietrza w rekuuperatorze Δt_A , K	Gaz wielkopiecowy		Gaz mieszany (koksow.+wielkop.)		Gaz koksowniczy		Gaz ziemny zaazotowany		Gaz ziemny wysokometanowy	
		$(w\rho)_A\text{opt}$ kg/(m ² s)	k_A W/(m ² K)	$(w\rho)_A\text{opt}$ kg/(m ² s)	k_A W/(m ² K)	$(w\rho)_A\text{opt}$ kg/(m ² s)	k_A W/(m ² K)	$(w\rho)_A\text{opt}$ kg/(m ² s)	k_A W/(m ² K)	$(w\rho)_A\text{opt}$ kg/(m ² s)	k_A W/(m ² K)
600	200	14,1	31	14,1	31	14,1	31	14,1	31	14,1	31
	300	13,6	31	13,6	30,5	13,6	30,5	13,6	30,5	13,6	30,5
	400	13,1	30,5	13,0	30,5	13,0	30	13,0	30	13,0	30
800	200	14,8	33,5	14,8	33	14,8	33	14,8	33	14,8	33
	300	14,1	33	14,1	33	14,1	32,5	14,1	32,5	14,0	32,5
	400	13,8	33	13,7	32,5	13,7	32,5	13,6	32	13,6	32
1000	500	13,6	32,5	13,6	32	13,6	32	13,5	32	13,5	32
	200	15,3	35	15,2	35	15,2	35	15,2	34,5	15,2	34,5
	300	14,5	34,5	14,5	34,5	14,5	34,5	14,5	34	14,5	34
400	400	14,0	34,5	13,9	34	13,8	34	14,0	34	14,0	34
	500	13,8	34	13,8	34	13,7	34	13,8	34	13,8	34

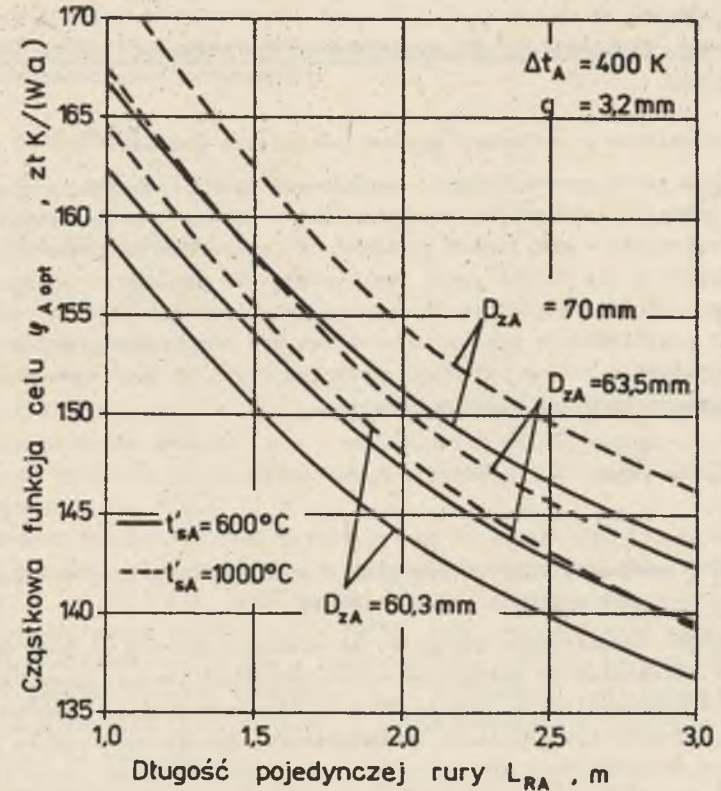


Rys. 26. Wpływ ograniczeń lokalizacyjnych na optymalną gęstość strumienia $(w\phi)_{A opt}$ na przykładzie zasilania pieca gazem mieszanym dla $D_{zA}/D_A = 60,3/53,9$ mm

Fig. 26. Influence of localization constrains on the optimum mass flux density $(w\phi)_{A opt}$ for a mixed gas fired furnace and tubes diameters $D_{zA}/D_A = 60,3/53,9$ mm

podano w tablicy 3. Z informacji podanych w tablicy wynika, że wartości $(w\phi)_{A opt}$ można uważać za niezależne od rodzaju stosowanego paliwa gazowego.

Wpływ ograniczeń lokalizacyjnych (długości L_{RA} pojedynczej rury rekuiperatora) na optymalizowane parametry przedstawiono na rys. 26 i 27. Na rysunku 26 pokazano zależność iloczynu $(w\phi)_{A opt}$ odpowiadającą średnicy $D_A = 53,9$ mm, od długości L_{RA} . Równoczesny zaś wpływ tej długości oraz



Rys. 27. Wpływ ograniczeń lokalizacyjnych oraz średnicy rur na optymalną wartość funkcji celu w przypadku stosowania gazu mieszanego

Fig. 27. Influence of the localization constrains and tube diameter on the optimum value of the objective function in the case of mixed gas used for firing

średnicy D_{zA} na optymalną wartość funkcji celu $\phi_{A opt} = \phi_A [(w\phi)_{A opt}]$ przedstawiono na rys. 27. Optymalna średnica $D_A opt$ nie zależy od ograniczeń lokalizacyjnych. Wpływają one natomiast na wartość iloczynu $(w\phi)_{A opt}$. W wyniku aproksymacji rezultatów obliczeń numerycznych uzyskano następującą zależność

$$(w\phi)_{A opt} = 0,75 (w\phi)_{A opt 3} L_{RA}^{0,266} \quad (4.7)$$

gdzie

$$(w\phi)_{A opt 3} - \text{wartość } (w\phi)_{A opt} \text{ dla } L_{RA} = 3 \text{ m.}$$

Maksymalny błąd względny powyższej aproksymacji wynosi 2,4%.

4.3. Wpływ ograniczeń na optymalne wewnętrzne parametry rekuperatorów paliwa

4.3.1. Graniczna i optymalna gęstość strumienia paliwa

Odmienność metod optymalizacji wewnętrznych parametrów rekuperatorów powietrza i rekuperatorów paliwa związana jest z różnym sposobem wymuszania przepływu czynników w obu typach urządzeń. W rekuperatorze powietrza przepływ ten uzyskuje się dzięki pracy wentylatora. Ze względu na możliwość indywidualnego doboru wentylatora do warunków eksploatacji pieca i rekuperatora, koszt przetłaczania powietrza powinien być uwzględniany w funkcji celu. W rekuperatorze paliwa natomiast przepływ czynnika jest spowodowany i zarazem ograniczony przez różnicę ciśnień

$$\delta p_d = P_G - P_{pal'} \quad (4.8)$$

gdzie:

P_G, P_{pal} - minimalne ciśnienie paliwa w sieci gazowej oraz wymagane ciśnienie paliwa przed palnikami.

Przy przyjętych założeniach, dopuszczalna strata ciśnienia paliwa δp_d jest określona i niezależna od parametrów konstrukcyjnych rekuperatora. Dlatego nie jest ona uwzględniona w funkcji celu (3.25), lecz stanowi istotne ograniczenie w procesie optymalizacji rekuperatorów. Rekuperator paliwa powinien być tak skonstruowany, aby opory przepływu podgrzewanego czynnika spełniały warunek

$$\delta p_G < \delta p_d, \quad (4.9)$$

gdzie:

δp_G - opory przepływu paliwa przez rekuperator.

Wykorzystując równania (3.16), (3.22) i (3.23) dla przypadku spalania w piecu maksymalnego strumienia paliwa, można zapisać warunek (4.9) w postaci [57, 59]

$$\frac{G \Delta t_G}{4 z_m \Delta t_{mG} \rho_{Gm} M_G} \left[\frac{1}{B_G (w\rho)_G^{0,8}} + \frac{D_G^{0,2} (1 - \frac{\mu_G D_G}{s_{1G}})^{0,6}}{B_S (m\mu_G)^{0,6} (\frac{s_{1G}}{s_{2G}})^{0,17}} \right] \cdot \left[0,092 \eta_G^{0,2} (w\rho)_G^{2,8} + D_G^{1,2} \frac{\xi_G}{2L_{RG}} (w\rho)_G^3 \right] < \delta p_d \quad (4.10)$$

Maksymalną, graniczną wartość iloczynu $(w\rho)_G gr$ można wyznaczyć z warunku (4.10) traktowanego jako równanie. Odpowiednie obliczenia przeprowadzono

dla różnych kombinacji parametrów $\delta p_d, L_{RG}, D_G, \Delta t_G$ oraz temperatury t'_{sG} spalin dopływających do rekuperatora paliwa. Uwzględniono przy tym następujący zakres zmian tych parametrów:

$$\delta p_d \in (0, 2000] \text{ Pa}$$

$$L_{RG} \in [1, 3] \text{ m}$$

$$D_{zG} \in [30, 88,9] \text{ mm}$$

$$t'_{sG} \in [400, 800] \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_G \in [100, 400] \text{ K}$$

Wartości średnic D_{zG} i D_G przyjmowano zgodnie z programem walcowania rur dla grubości ścianek $g = 4$ mm. Obliczeniami objęto przypadki zasilania pieców każdym z paliw wymienionych w punkcie 4.2. Założono stałą wartość stosunku $s_1/D_z = 1,75$.

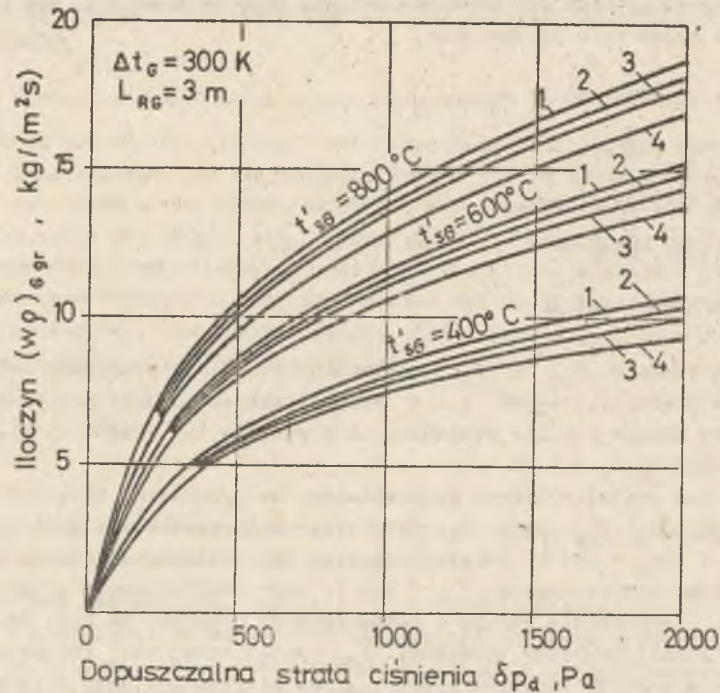
Przykładowe wyniki obliczeń przedstawiono na rysunkach. Zależność $(w\rho)_G gr$ od $\delta p_d, t'_{sG}$ oraz D_G , przy stosowaniu gazu wielkopieczowego dla $L_{RG} = 3$ m i $\Delta t_G = 300$ K pokazano na rys. 28. Analogiczną zależność, dla ustalonej temperatury spalin $t'_{sG} = 800^\circ\text{C}$, przy uwzględnieniu zmian przyrostów Δt_G temperatury paliwa w rekuperatorze pokazano na rys. 29. Wpływ ograniczeń lokalizacyjnych (długości L_{RG} pojedynczej rury rekuperatora) na graniczną wartość iloczynu $(w\rho)_G gr$ na przykładzie gazu mieszanego, przedstawiono na rys. 30, 31.

Wpływ dopuszczalnej straty δp_d ciśnienia paliwa na $(w\rho)_G gr$ przy stosowaniu poszczególnych paliw gazowych oraz ustalonych pozostałych parametrach konstrukcyjnych i eksploatacyjnych zilustrowano na rys. 32.

Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że istotny wpływ na graniczną wartość iloczynu $(w\rho)_G gr$ mają ograniczenia (dopuszczalna strata ciśnienia paliwa δp_d i długość L_{RG} pojedynczej rury) oraz parametry eksploatacyjne rekuperatora (stosunek $\Delta t'_{sG}/\Delta t_G$ i rodzaj paliwa). W zakresie praktycznie stosowanych średnic rur, ich wpływ na wartość $(w\rho)_G gr$ jest stosunkowo niewielki.

W przypadku stosowania paliwa o wartości opałowej $W_d < 360$ MJ/kmol (gazu wielkopieczowego, mieszanego i koksowniczego) oraz $\Delta t_G > 100$ K, $400 < t'_{sG} < 800^\circ\text{C}$, w obliczeniach technicznych, wartość iloczynu $(w\rho)_G gr$ może być określona z następującego równania aproksymacyjnego.

$$(w\rho)_G gr = 0,240 \left[0,092 + 4,878 \left(\frac{G}{S}\right) - 5,474 \left(\frac{G}{S}\right)^2 \right] \cdot \delta p_d^{0,413} L_{RG}^{0,344} \left(\frac{\Delta t'_{sG}}{\Delta t_G}\right)^{0,665} \quad (4.11)$$



Rys. 28. Zależność granicznej gęstości strumienia $(w\rho)_{Ggr}$ paliwa (gazu wielkopieczowego) od jego dopuszczalnej straty ciśnienia, temperatury spalin dopływających do rekuperatora oraz średnicy rur. Cyfry oznaczają średnice rur

1 - $D_{2G}/D_G = 57/49$, 2 - $60,3/52,3$, 3 - $63,5/55,5$, 4 - $70/62$ mm

Fig. 28. Dependence of the fuel (blast furnace gas) limiting mass flux density $(w\rho)_{Ggr}$ on the admissible pressure drop, temperature of the incoming flue gases and tube diameter. Numbers stand for following tube diameters

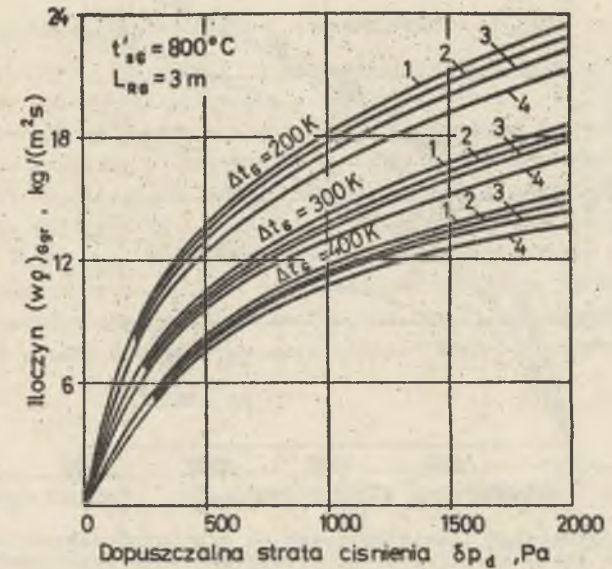
1 - $D_{2G}/D_G = 57/49$, 2 - $60,3/52,3$, 3 - $63,3/55,5$, 4 - $70/62$ mm

Maksymalny błąd względny oszacowania wartości $(w\rho)_{Ggr}$ z równania (4.11) jest mniejszy od 6,0%.

Parametry konstrukcyjne rekuperatora paliwa powinno się określać dla optymalnej gęstości strumienia paliwa $(w\rho)_{Gopt}$, wyznaczonej dla średnich wartości parametrów eksploatacyjnych pieca.

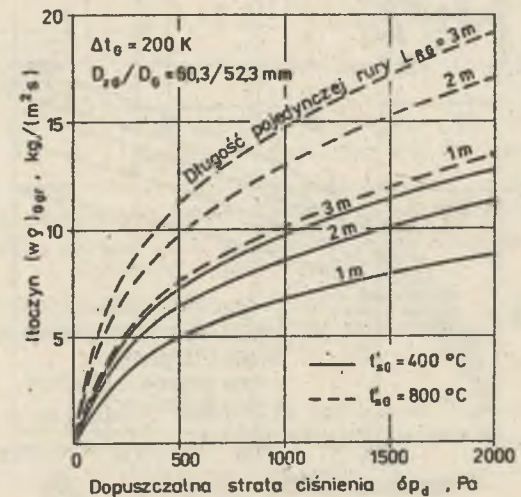
Z równania (3.25) wynika, że wartość optymalnej gęstości strumienia paliwa powinna być jak największa. Po uwzględnieniu zmiany strumienia paliwa podczas eksploatacji pieca uzyskuje się wobec tego zależność

$$(w\rho)_{Gopt} = \frac{1}{m}(w\rho)_{Ggr} \quad (4.12)$$



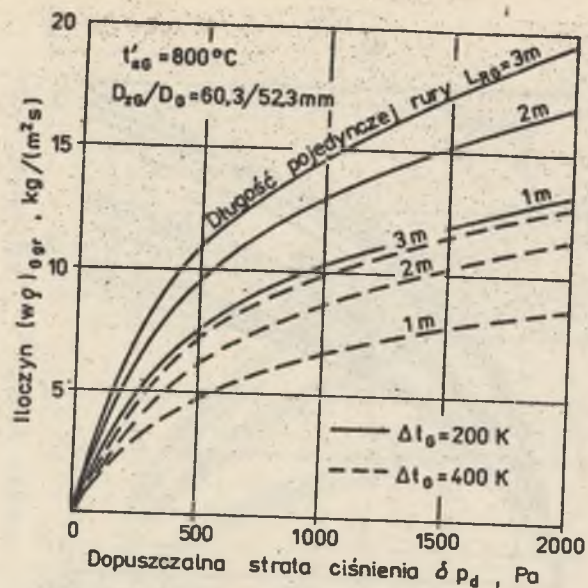
Rys. 29. Zależność granicznej gęstości strumienia $(w\rho)_{Ggr}$ paliwa (gazu wielkopieczowego) od jego dopuszczalnej straty ciśnienia i przyrostu temperatury oraz od średnicy rur (znaczenie cyfr - patrz rys. 28)

Fig. 29. Dependence of the fuel (blast furnace gas) limiting mass flux density $(w\rho)_{Ggr}$ on the admissible pressure drop, temperature rise and tube diameter (numbers assignment see Fig. 28)



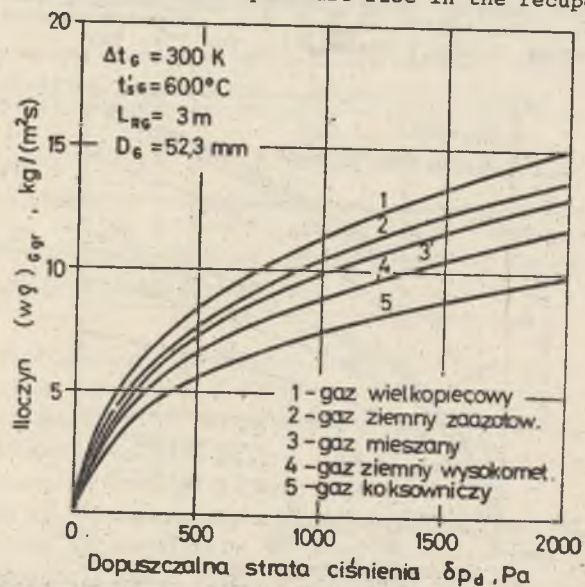
Rys. 30. Wpływ ograniczeń lokalizacyjnych na graniczną gęstość strumienia $(w\rho)_{Ggr}$ paliwa (gazu mieszanego) przy uwzględnieniu zmienności dopuszczalnej straty ciśnienia oraz temperatury spalin dopływających do rekuperatora

Fig. 30. Influence of the localization constraints on the limiting value of the fuel (mixed gas) mass flux density $(w\rho)_{Ggr}$ of changing admissible pressure drop and incoming flue gases temperature



Rys. 31. Wpływ ograniczeń lokalizacyjnych na graniczną gęstość strumienia $(w\rho)_{Ggr}$ paliwa (gazu mieszanego) przy uwzględnieniu zmienności jego dopuszczalnej straty ciśnienia oraz przyrostu temperatury w rekuperatorze

Fig. 31. Influence of the localization constrains on the limiting value of the fuel (mixed gas) mass flux density $(w\rho)_{Ggr}$ of changing admissible pressure drop and temperature rise in the recuperator

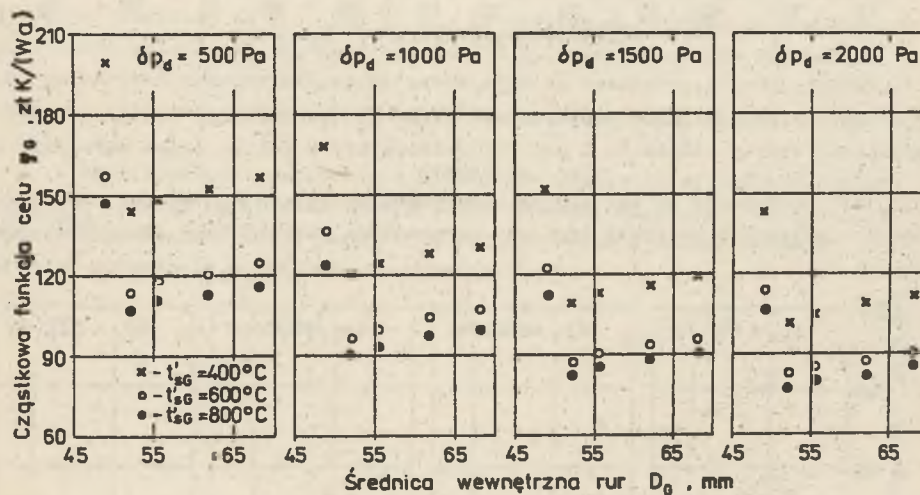


Rys. 32. Porównanie wpływu rodzaju paliwa na wartość $(w\rho)_{Ggr}$

Fig. 32. Comparison of the influence of the fuel type on the value of $(w\rho)_{Ggr}$

4.3.2. Optymalizacja średnic rur rekuperatora

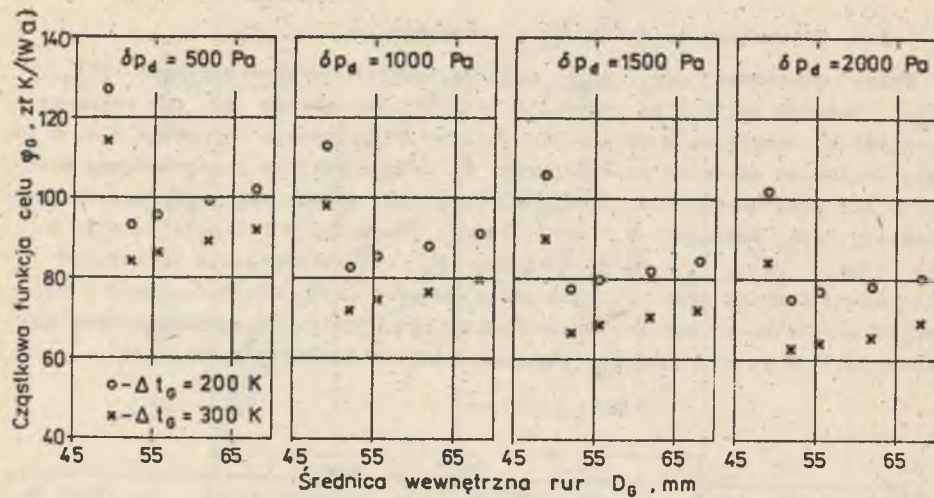
Wpływ ograniczeń (δp_d , L_{RG}) oraz parametrów eksploatacyjnych (t'_{sg} , Δt_g i rodzaju paliwa) na optymalną średnicę wewnętrzną D_G rur rekuperatora paliwa określono w sposób analogiczny do opisanego w punkcie 4.2. W tym celu obliczono wartości funkcji celu φ_G odpowiadające poszczególnym średnicom rur przy uwzględnieniu różnych wariantów ograniczeń i parametrów eksploatacyjnych. Wartości φ_G wyznaczano z równania (3.25) podstawiając w nim $(w\rho)_G = (w\rho)_{Gopt}$. Wpływ średnicy D_G rur rekuperatora na wartość cząstkowej funkcji celu φ_G dla przykładowych wariantów ograniczeń i parametrów eksploatacyjnych przedstawiono na rys. 33-35. Na rysunkach uwzględniono jedynie cztery średnice rur - najbliższe średnicy optymalnej.



Rys. 33. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_G od średnicy rur, dopuszczalnej straty ciśnienia paliwa (gazu mieszanego) oraz temperatury spalin dopływających do rekuperatora

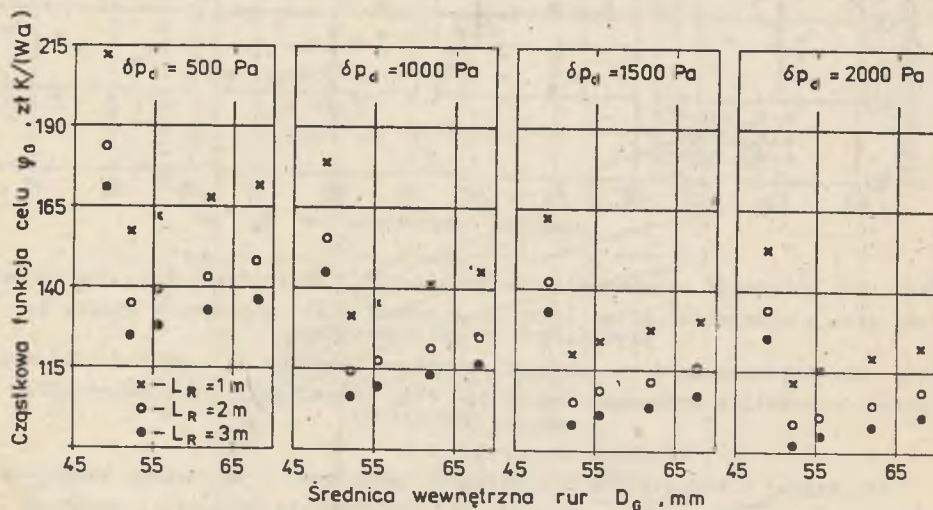
Fig. 33. Dependence of the partial objective function φ_G on the tube diameter, admissible pressure drop of the fuel (mixed gas) and incoming flue gases temperature

Dla każdej z rozpatrzonych kombinacji ograniczeń i parametrów eksploatacyjnych, najkorzystniejsze wartości φ_G odpowiadały stosowaniu średnicy $D_G = D_{Gopt} = 52,3\text{mm}$. Średnicy tej odpowiada $D_{zgopt} = 60,3\text{mm}$.



Rys. 34. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_G od średnicy rur oraz dopuszczalnej straty ciśnienia i przyrostu temperatury paliwa (gazu koksowniczego)

Fig. 34. Dependence of the partial objective function φ_G on the tube diameter, admissible pressure drop and temperature rise of fuel (coke-oven gas)



Rys. 35. Zależność cząstkowej funkcji celu φ_G od średnicy rur dopuszczalnej straty ciśnienia paliwa (gazu wielkopieczowego) oraz długości pojedynczej rury rekuperatora

Fig. 35. Dependence of the partial objective function φ_G on the tube diameter, admissible pressure drop of the fuel (blast furnace gas) and length of a single tube

4.4. Wnioski z optymalizacji wewnętrznych parametrów rekuperatorów

Z przeprowadzonych rozważań wynikają następujące wnioski:

1. Optymalna zewnętrzna średnica rur rekuperatora, niezależnie od parametrów eksploatacyjnych i ograniczeń, powinna wynosić $D_{zA opt} = D_{zG opt} = 60,3 mm$.

2. Optymalna wartość iloczynu $(wp)_A opt$ zależy od ograniczeń lokalizacyjnych. Wpływ pozostałych warunków eksploatacji na wartość $(wp)_A opt$ jest niewielki.

3. Optymalna wartość iloczynu $(wp)_G opt$ jest proporcjonalna do wartości $(wp)_G gr$ granicznej ze względu na dopuszczalną stratę δp_d ciśnienia paliwa w rekuperatorze. Wartość $(wp)_G gr$ zależy od ograniczeń lokalizacyjnych (długości L_{RG} pojedynczej rury rekuperatora) oraz od parametrów eksploatacyjnych (stosunku $\Delta t'_{SG} / \Delta t_G$ i rodzaju stosowanego paliwa).

4. Rozstaw rur w rzędzie w rekuperatorach konwekcyjnych powinien zawierać się w zakresie $s_1 \in [1,75; 2] D_z$. Ze względu na zachowanie zwartości konstrukcji zaleca się stosować $s_1 = 1,75 D_z$. Rozstaw rzędów rur należy przyjmować jako rozstaw minimalny ze względu na technologię wykonania oraz okresowe czyszczenie powierzchni przepływu ciepła. Proponuje się stosować $s_2 = 1,5 D_z$.

5. Z analizowanych wewnętrznych parametrów doskonałości jedynie iloczyn $(wp)_G opt$ zależy od zakresu wykorzystania energii odpadowej. Wartości pozostałych parametrów można określić a priori, bez znajomości przyrostu temperatury podgrzania czynników w rekuperatorach.

5. EKONOMICZNIE OPTIMALNE PRZYROSTY TEMPERATURY CZYNNIKÓW W REKUPERATORACH

5.1. Bezwymiarowa postać funkcji celu

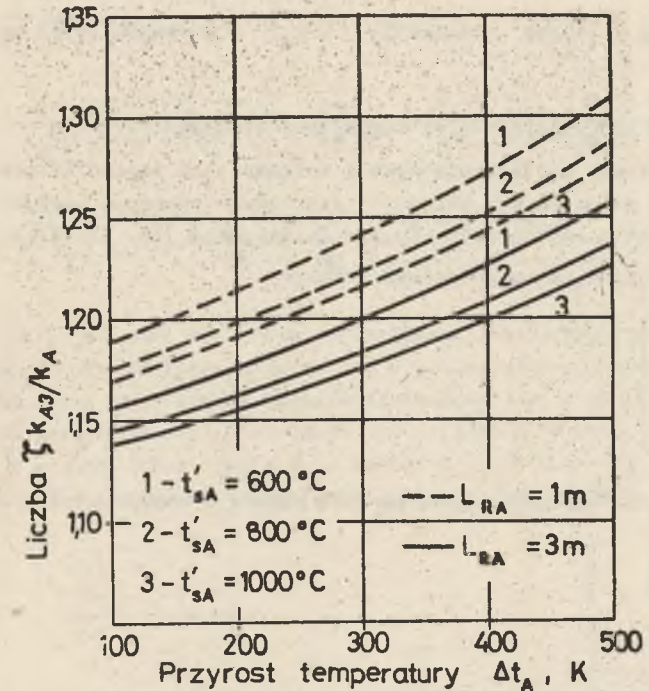
O zakresie wykorzystania energii odpadowej w rekuperatorach decyduje ich powierzchnia przepływu ciepła. Po wykorzystaniu wyników optymalizacji wewnętrznych parametrów rekuperatorów, powierzchnia przepływu ciepła jest jednoznacznie określona przez przyrost temperatury podgrzania powietrza i/lub paliwa gazowego [równanie (3.2)].

Optymalne przyrosty temperatury powietrza i paliwa gazowego wynikają z warunku (3.18). Po uwzględnieniu równań (2.4), (2.12), (2.18), (3.3), (3.4), (3.5), (3.19), (3.20) oraz wyników optymalizacji wewnętrznych parametrów rekuperatora wspomniany warunek przyjmuje postać:

$$\Phi = \frac{[1 + \alpha(\chi - 1)] \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right)}{W_d + \chi \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right) - S \Delta t_{s0}} - \frac{W_d + S \Delta t_{s0} - (\chi - 1)(\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_A - \frac{G}{S} \Delta t_G \right)}{W_d + \chi \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right) - S \Delta t_{s0}} \cdot \left[\frac{\epsilon j_A \zeta s}{z_m \tau_m e_G k_A} \frac{\alpha \beta}{\chi \beta - 1} \ln \frac{\Delta t_{s0} - (\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right) - \frac{1}{\chi} \frac{A}{S} \Delta t_A}{\Delta t_{s0} - (\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right) - \Delta t_A} + \frac{\epsilon j_G s}{z_m \tau_m e_G k_G} \frac{\alpha \beta}{\chi \beta - 1} \right] - \ln \frac{\Delta t_{s0} - (\chi - 1 + \frac{1}{\chi}) \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right)}{\Delta t_{s0} - (\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_A + \frac{G}{S} \Delta t_G \right) - \frac{1}{\chi} \frac{A}{S} \Delta t_A - \beta \Delta t_G} + \frac{\epsilon(I_{oA} + I_{oG}) + \epsilon_W I_{oH}}{c_p \tau_m e_G} \rightarrow \max, \quad (5.1)$$

gdzie [59]

$$\zeta = \frac{\varphi_A k_A}{\epsilon j_A} \quad (5.2)$$



Rys. 36. Wpływ parametrów eksploatacyjnych rekuperatora oraz ograniczeń lokalizacyjnych na wartość stosunku ζ/k_A

Fig. 36. Influence of operating parameters of the recuperator and localization constraints on the value of the ratio ζ/k_A

Z równania (3.19) wynika, że liczba $\zeta - 1$ określa stosunek kosztu przetłaczania powietrza do nakładów inwestycyjnych rekuperatora. Liczba ζ jest zależna od ograniczeń lokalizacyjnych (długości L_{RA} pojedynczej rury) oraz od parametrów eksploatacyjnych rekuperatora. Od powyższych wielkości jest również zależny współczynnik k_A przenikania ciepła w rekuperatorze powietrza występujący w warunku (5.1). Ze względu na wartość funkcji celu Φ interesujący jest wpływ ograniczeń i parametrów eksploatacyjnych na wartość stosunku ζ/k_A . Wykorzystując rezultaty obliczeń numerycznych (rys. 36) wyznaczono następujące równanie aproksymacyjne

$$\frac{\zeta}{k_A} = \frac{1}{k_A 3} (1,18 - 0,03 L_{RA} + 0,21 \frac{\Delta t_A}{\Delta t'_{sA}}), \quad (5.3)$$

gdzie:

$k_A 3$ - współczynnik przenikania ciepła w czystym rekuperatorze powietrza dla $L_{RA} = 3$ m (tablica 3).

Maksymalny błąd względny oszacowania ζ/k_A z równania (5.3) wynosi 4,4%.

5.1.1. Zmienne bezwymiarowe oraz liczby podobieństwa

W celu zmniejszenia liczby zmiennych i uproszczenia zapisu zależności obliczeniowych, w dalszych rozważaniach zastosowano zmienne bezwymiarowe i liczby podobieństwa zaproponowane przez J. Szarguta [55, 57, 59]:

- względną pojemność cieplną powietrza i paliwa

$$\left. \begin{aligned} \alpha &= \frac{A}{S} \\ \phi &= \frac{G}{S} \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

- względny przyrost temperatury powietrza i paliwa w rekuperatorze

$$\left. \begin{aligned} \Theta_A &= \frac{\Delta t_A}{\Delta t_{s0}} \frac{A}{S} \\ \Theta_G &= \frac{\Delta t_G}{\Delta t_{s0}} \frac{G}{S} \end{aligned} \right\} \quad (5.5)$$

- liczby podobieństwa termoeconomicznego rekuperatora powietrza i paliwa

$$\Lambda_A = \frac{\epsilon_j A S \zeta}{e_G z_m z_m k_A} \quad (5.6)$$

$$\Lambda_G = \frac{\epsilon_j G S}{e_G z_m z_m k_G} \quad (5.7)$$

Ponadto w obliczeniach uwzględniono bezwymiarowy wskaźnik σ wykorzystania spalin w piecu [równanie (2.20)] oraz wprowadzono dodatkowo wyróżnik stałego składnika nakładów inwestycyjnych

$$\Omega = \frac{\epsilon(I_{oA} + I_{oG}) + \epsilon_w I_{ow}}{\dot{P}_0 z_m e_G} \quad (5.8)$$

5.1.2. Ogólna postać funkcji celu oraz jej przypadki szczególne

Po wprowadzeniu zmiennych bezwymiarowych i liczb podobieństwa uzyskuje się następującą bezwymiarową postać funkcji celu

$$\begin{aligned} \Phi &= \frac{[1 + \kappa(\kappa - 1)] (\Theta_A + \Theta_G)}{\sigma + \kappa(\Theta_A + \Theta_G)} + \\ &- \frac{\sigma - (\kappa - 1)(\kappa - 1) (\Theta_A + \Theta_G)}{\sigma + \kappa(\Theta_A + \Theta_G)} \left[\Lambda_A \frac{\kappa \beta \alpha}{\kappa \beta - \alpha} \ln \frac{1 - (\kappa - 1) (\Theta_A + \Theta_G) - \frac{1}{\kappa} \Theta_A}{1 - (\kappa - 1) (\Theta_A + \Theta_G) - \frac{\beta}{\alpha} \Theta_A} + \right. \\ &\left. + \Lambda_G \frac{\kappa \beta \alpha}{\kappa \beta - \alpha} \ln \frac{1 - (\kappa - 1 + \frac{1}{\kappa}) (\Theta_A + \Theta_G)}{1 - (\kappa - 1) (\Theta_A + \Theta_G) - \frac{1}{\kappa} \Theta_A - \frac{\beta}{\alpha} \Theta_G} \right] - \Omega \rightarrow \max \quad (5.9) \end{aligned}$$

Zależność (5.9) stanowi kryterium optymalizacji względnych przyrostów Θ_A i Θ_G temperatury podgrzania czynników w powietrzno-paliwowym zespole rekuperatorów. Jest ona zarazem ogólnym sformułowaniem funkcji celu dla rozpatrywanych wariantów rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej. Podstawiając w warunku (5.9) $\Theta_G = 0$, w równaniu (5.8) zaś $I_{oG} = 0$, uzyskuje funkcję celu dla przypadku optymalizacji pojedynczych rekuperatorów powietrza

$$\begin{aligned} \Phi_A &= \frac{[1 + \kappa(\kappa - 1)] \Theta_A}{\sigma + \kappa \Theta_A} + \\ &- \frac{\sigma - (\kappa - 1)(\kappa - 1) \Theta_A}{\sigma + \kappa \Theta_A} \Lambda_A \frac{\kappa \beta \alpha}{\kappa \beta - \alpha} \ln \frac{1 - (\kappa - 1 + \frac{1}{\kappa}) \Theta_A}{1 - (\kappa - 1 + \frac{1}{\alpha}) \Theta_A} - \Omega_A \rightarrow \max \quad (5.10) \end{aligned}$$

gdzie:

$$\Omega_A = \frac{\epsilon I_{oA} + \epsilon_w I_{ow}}{\dot{P}_0 z_m e_G} \quad (5.11)$$

Z kolei, podstawiając: w zależności (5.9) $\Theta_A = 0$, w równaniu zaś (5.8) $I_{oA} = I_{ow} = 0$, otrzymuje się następującą postać kryterium przy optymalizacji pojedynczych rekuperatorów paliwa

$$\begin{aligned} \Phi_G &= \frac{[1 + \kappa(\kappa - 1)] \Theta_G}{\sigma + \kappa \Theta_G} + \\ &- \frac{\sigma - (\kappa - 1)(\kappa - 1) \Theta_G}{\sigma + \kappa \Theta_G} \Lambda_G \frac{\kappa \beta \alpha}{\kappa \beta - \alpha} \ln \frac{1 - (\kappa - 1 + \frac{1}{\kappa}) \Theta_G}{1 - (\kappa - 1 + \frac{\beta}{\alpha}) \Theta_G} - \Omega_G \rightarrow \max \quad (5.12) \end{aligned}$$

gdzie

$$\Omega_G = \frac{\varepsilon I_{oG}}{\dot{p}_0 \tau_m e_G} \quad (5.13)$$

Ze wzorów (2.20) i (5.4) wynika, że wartości α , φ i δ nie zależą od względnych przyrostów Θ_A , Θ_G . Liczby podobieństwa Λ_A i Λ_G zależą od temperatury podgrzania czynników w rekuperatorze. W przypadku Λ_A względne przyrosty temperatury Θ_A , Θ_G wpływają na wartość ilorazu ξ/k_A , w przypadku zaś Θ_G powinno się uwzględnić wpływ Θ_A , Θ_G na wartość współczynnika przenikania ciepła k_G .

Uwzględnienie wpływu Θ_A i Θ_G na liczby podobieństwa Λ_A i Λ_G wymaga stosowania w obliczeniach procedur iteracyjnych. Zmniejszeniu liczby kroków iteracyjnych służy wykorzystanie w obliczeniach zależności aproksymacyjnych (4.11) i (5.3). Po podstawieniu w nich zmiennych bezwymiarowych zależności te przyjmą postać:

$$\frac{\xi}{k_A} = \frac{1}{k_{A3}} \left\{ 1,18 - 0,03 L_{RA} + 0,21 \frac{\beta \Theta_A}{\alpha [1 - (\chi - 1)(\Theta_A + \Theta_G)]} \right\} \quad (5.3a)$$

$$(wp)_G gr = 0,240(0,092 + 4,878\varphi - 5,474\varphi^2)$$

$$\rightarrow \delta p_d^{0,413} L_{RG}^{0,344} \left[\frac{1 - (\chi - 1)(\Theta_A + \Theta_G) - \frac{\beta}{\alpha} \Theta_A}{\frac{\beta}{\alpha} \Theta_G} \right]^{0,665} \quad (4.11a)$$

5.2. Metoda wyznaczania optymalnych przyrostów temperatury czynników

Przy optymalizacji pojedynczych rekuperatorów powietrza lub paliwa poszukiwane wartości względnych przyrostów Θ_{Ae} lub Θ_{Ge} temperatury podgrzania czynników określa się bezpośrednio z maksymalizacji funkcji celu (5.10) lub (5.12). Dogodnie jest przy tym, w obliczeniach optymalizacyjnych, opuścić stałe człony Ω_A lub Ω_G występujące we wspomnianych zależnościach kryterialnych.

Optymalizacja powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów polega na równoczesnym wyznaczeniu najkorzystniejszych wartości względnych przyrostów Θ_{Ae} i Θ_{Ge} . Znaczne uproszczenie procedury optymalizacyjnej uzyskuje się w tym przypadku przez uwzględnienie w obliczeniach następującego warunku koniecznego [54, 57, 59]

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial \Theta_A} \right)_e = \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \Theta_G} \right)_e \quad (5.14)$$

Po wyznaczeniu odpowiednich pochodnych cząstkowych, dla przyjętych jako stałe¹⁾ wartości liczb podobieństwa Λ_A , Λ_G , z warunku (5.14) uzyskuje się równanie

$$\Theta_{Ae} = \frac{1}{2N} \left[R \Theta_{Ge} + L + \sqrt{(R \Theta_{Ge} + L)^2 + 4N(P \Theta_{Ge}^2 + M \Theta_{Ge} + K)} \right] \quad (5.15)$$

gdzie:

$$K = \bar{\Lambda} - 1$$

$$L = \left[2(\chi - 1) + \frac{1}{\alpha} \right] (1 - \bar{\Lambda}) + \frac{\beta}{\alpha}$$

$$M = 2(1 - \bar{\Lambda})(\chi - 1) - \bar{\Lambda} \frac{\beta}{\alpha}$$

$$N = (\chi - 1 + \frac{1}{\alpha}) \left[(1 - \bar{\Lambda})(\chi - 1) + \frac{\beta}{\alpha} \right]$$

$$P = (\chi - 1) \left[(\chi - 1)(\bar{\Lambda} - 1) + \bar{\Lambda} \frac{\beta}{\alpha} \right]$$

$$R = (\chi - 1) \left[(\bar{\Lambda} - 1)(2\chi - 2 + \frac{1}{\alpha}) + \beta \left(\frac{1}{\alpha} + \frac{1}{\chi} \right) \right]$$

przy czym

$$\bar{\Lambda} = \frac{\Lambda_A}{\Lambda_G}$$

Poszukiwane względne przyrosty temperatury Θ_{Ae} , Θ_{Ge} można, dla danych wartości α , φ , δ , określić w następujący sposób:

1. Należy wstępnie założyć wartość Θ_{Ge} oraz intuicyjnie przyjąć odpowiadającą jej wartość Θ_{Ae} . Następnie, uwzględniając równania (3.22), (5.3a) (4.11a), (4.12), należy ze wzorów (5.6) i (5.7) określić liczby podobieństwa Λ_A , Λ_G .

2. Korzystając z równania (5.15) należy sprawdzić poprawność relacji $\Theta_{Ae} = f(\Theta_{Ge})$. W przypadku znacznej niezgodności między założoną wartością Θ_{Ae} oraz obliczoną z równania (5.15) należy tę wartość zmienić, korygując równocześnie Λ_A .

¹⁾ Powyższe założenie jest dopuszczalne, ponieważ

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial \Phi_C} \right) \Lambda_C = \text{idem} \gg \frac{\partial \Phi}{\partial \Lambda_C} \frac{\partial \Lambda_C}{\partial \Theta_C}$$

3. Po uzyskaniu zadowalającej zgodności wartości $\Theta'_{A e}$ założonej i wynikającej z równania (5.15), należy z równania (5.10) określić wartość funkcji celu $\Phi(\Theta'_{A e}, \Theta'_{G e})$. Korzystnie jest przy tym w równaniu (5.15) pominąć stały człon Ω .

4. Powtarzając obliczenia dla zmieniających się wartości $\Theta'_{G e}$ należy określić wartości $\Theta_{A e}$ oraz $\Theta_{G e}$, dla których funkcja celu (5.15) przyjmie maksymalną wartość.

6. DOPUSZCZALNE PRZYROSTY TEMPERATURY CZYNNIKÓW ZE WZGLĘDU NA OPORY PRZEPIYU SPALIN

6.1. Ciśnienie spalin w komorze pieca

Ciśnienie manometryczne spalin w piecu decyduje o wybijaniu spalin oraz o zasysaniu powietrza szkodliwego. Nadmierne wybijanie spalin z pieca, a w szczególności wnikanie powietrza z otoczenia do komory pieca, jest powodem nadmiernego zużycia paliwa.

Wartość Δp_s ciśnienia manometrycznego spalin, w miejscu ich odpływu z pieca do kanału spalinowego, można określić z równania

$$\Delta p_s = (z_a - 1) \frac{w_{sa}^2 p_{sa}}{2} + z_A \frac{w_{sA}^2 p_{sA}}{2} + z_G \frac{w_{sG}^2 p_{sG}}{2} + z_b \frac{w_{sb}^2 p_{sb}}{2} + (z_k + \frac{F_k}{F_{kw}}) \frac{w_{sk}^2 p_{sk}}{2} + \delta p_z - Hg(p_{ot} - p_{sk}) \quad (6.1)$$

W równaniu (6.1) F_i , w_{si} , p_{si} należy uważać za wartości średnie w i-tej części ciągu spalin, dla danych warunków eksploatacyjnych pieca. Najkorzystniejszą wartość ciśnienia Δp_s powinno się, dla poszczególnych pieców, określać na drodze optymalizacji techniczno-ekonomicznej. Ciśnienie to zależy od: typu pieca, wydajności cieplnej, rodzaju palników oraz usytuowania kanałów spalinowych [2]. Zazwyczaj przyjmuje się $\Delta p_s \approx 0$.

Zakres rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej wpływa na rozkład ciśnienia w piecu. Większym powierzchniom przepływu ciepła w rekuperatorach odpowiadają bowiem większe wartości z_C ($C = A, G$) zastępczych liczb oporów. Równocześnie spaliny przepływające przez ciąg spalinowy mają wtedy niższą temperaturę. Wpływa to na ich prędkość i gęstość.

W celu uniknięcia nadmiernego zasysania powietrza do komory pieca oraz wybijania spalin z pieca wprowadzono warunek ograniczający rekuperacyjne wykorzystanie energii odpadowej

$$\Delta p_s = 0 \quad (6.2)$$

Parametry konstrukcyjne rekuperatorów powinny umożliwić spełnienie ograniczenia (6.2) dla ekonomicznie uzasadnionych, przewidywanych warunków pracy pieca. Wymagane ciśnienie manometryczne, przy zmianie parametrów eksploata-

cyjnych, uzyskuje się dzięki regulacyjnemu działaniu zasowy kominowej. Dla granicznych (dopuszczalnych, lecz najmniej korzystnych ze względów hydraulicznych) warunków eksploatacji pieca wymagane ciśnienie Δp_g powinno się uzyskać przy otwartej zasowie kominowej $\delta p_z = 0$.

6.2. Graniczne warunki przepływu spalin w kanale spalinowym

6.2.1. Temperatura czynników przepływających przez rekuperator

Optymalizację rekuperatorów przeprowadza się dla uśrednionych warunków działania pieca. Za parametry określające zakres rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej uważa się przy tym przyrosty temperatury podgrzewanych czynników, odpowiadające powyższym średnim warunkom. Przyrosty temperatury $\Delta t_{A p}$, $\Delta t_{G p}$ determinujące dopuszczalną powierzchnię rekuperatorów ze względu na ograniczenie (6.2), powinno się wobec tego również określać w odniesieniu do średnich wartości parametrów eksploatacyjnych. Należy w tym celu określić wzajemne relacje między temperaturami przepływających czynników przy granicznych oraz uśrednionych warunkach eksploatacji pieca.

Do określenia oporów przepływu spalin wymagana jest znajomość ich temperatury w poszczególnych częściach ciągu spalinowego. Przy założeniu stałej¹⁾ efektywności cieplnej rekuperatorów [22] uzyskuje się

$$\frac{\Delta t_C}{\Delta t_{SC}} = \text{idem} \quad (C = A, G)$$

Wpływ warunków eksploatacji na temperaturę czynników przepływających przez rekuperatory można wtedy, po uwzględnieniu równań (3.4) i (3.5), opisać następującymi zależnościami:

$$\left. \begin{aligned} \Delta t_{C gr} &= m_t \Delta t_{C p} \\ \Delta t'_{sA gr} &= \frac{m_t}{\beta} \left[\Delta t_{s0} - (\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_{A p} + \frac{G}{S} \Delta t_{G p} \right) \right] \\ \Delta t'_{sG gr} &= \Delta t'_{sA gr} - \frac{m_t A}{\beta \chi S} \Delta t_{A p} \\ \Delta t''_{sG gr} &= \Delta t'_{sG gr} - \frac{m_t G}{\beta \chi S} \Delta t_{G p} \end{aligned} \right\} \quad (6.3)$$

¹⁾ W analizowanych warunkach efektywność cieplna rekuperatorów NTU zmienia się o mniej niż 8%. Związana z tym maksymalna niedokładność oceny temperatury spalin jest mniejsza od 30 K. ($NTU = k_C F_C / PC$).

gdzie

$$m_t = \frac{\Delta t_{s0} gr}{\Delta t_{s0}}$$

6.2.2. Prędkość spalin w kanale spalinowym

Iloczyn prędkości i gęstości spalin nie zależy od ich temperatury i jest równy wartości iloczynu tych parametrów odniesionych do warunków normalnych. Wobec tego dla danego przekroju poprzecznego kanału spalinowego słuszna jest zależność

$$w_{si}^2 \rho_{si} = w_{sn}^2 \rho_{sn} \frac{T_{si}}{273} \quad (6.4)$$

Wykorzystując zależności (4.3), (6.3) ze wzoru (6.4), dla rozpatrywanych granicznych warunków eksploatacji, otrzymuje się:

$$\begin{aligned} (w_{sa} \rho_{sa})_{gr} &= m^2 w_{0n}^2 \rho_{sn} \frac{T_{sa}}{273} \\ (w_{sA} \rho_{sA})_{gr} &= \frac{m^2 w_{0n}^2 \rho_{sn}}{273} \left(\frac{s_{1A}}{s_{1A} - D_{zA}} \right)^2 \left[T_{sa} - \frac{m_t A}{\beta \chi S} \Delta t_{A p} \right] \\ (w_{sG} \rho_{sG})_{gr} &= \frac{m^2 w_{0n}^2 \rho_{sn}}{273} \left(\frac{s_{1G}}{s_{1G} - D_{zG}} \right)^2 \left[T_{sa} - \frac{m_t A}{\beta \chi S} \Delta t_{A p} + \frac{1}{2} \frac{G}{S} \Delta t_{G p} \right] \\ (w_{sb} \rho_{sb})_{gr} &= \frac{m^2 w_{0n}^2 \rho_{sn}}{273} \left[T_{sa} - \frac{m_t A}{\beta \chi S} \Delta t_{A p} + \frac{G}{S} \Delta t_{G p} \right] \end{aligned} \quad (6.5)$$

przy czym

$$T_{sa} = T_{ot} + \frac{m_t}{\beta} \left[\Delta t_{s0} - (\chi - 1) \left(\frac{A}{S} \Delta t_{A p} + \frac{G}{S} \Delta t_{G p} \right) \right]$$

Ze względu na stosunkowo niewielki spadek temperatury spalin w kominie [50] przyjęto, że $T_{sb} = T_{sk}$. Uzyskuje się wtedy

$$(w_{sk} \rho_{sk})_{gr} = (w_{sb} \rho_{sb})_{gr} \left(\frac{F_b}{F_k} \right)^2 \quad (6.6)$$

6.2.3. Zastępcze liczby oporów przepływu spalin

Liczba oporu przepływu spalin przez rekuperator wynika z równania (4.1)

$$Z_C = Y_C (i_{1C} + 1) (Re_s)^{-0,27} C_{gr} \quad (C = A, G) \quad (6.7)$$

Dla określonej szerokości l_C kanału spalinowego liczba rzędów rur w rekuperatorze powinna spełniać równanie

$$i_{1C} = \frac{F_C s_{1C}}{\pi D_{zC} L_{RC} l_C} \quad (6.8)$$

Z warunku ciągłości przepływu spalin przez rekuperator, dla uśrednionych warunków działania pieca, uzyskuje się równocześnie zależność

$$L_{RC} l_C = \frac{1}{w_{0n}} \alpha \beta \dot{V}_0 v_{sn} (1 - \omega) \quad (6.9)$$

wykorzystując równania (3.2) i (6.9) ze wzoru (6.8) można otrzymać

$$i_{1C} = \frac{\Delta t_{C,p} w_{0n}}{\alpha z_m k_C \Delta t_{mC} \alpha \beta} \frac{C}{v_{sn}} \frac{s_{1C}}{D_{zC}} \quad (6.10)$$

Ze względów obliczeniowych korzystnie jest w równaniu (6.10) podstawić

$$\frac{C}{v_{sn}} = \rho_{ns} c_{ps} \frac{C}{S} \quad (6.11)$$

Po uwzględnieniu równań (4.3), (6.10) i (6.11) zależność (6.7) przyjmie postać

$$Z_C = Y_C B_{CI} \left[\frac{1}{m w_{0n}} \left(\frac{1}{D_{zC}} - \frac{1}{s_{1C}} \right) \right]^{0,27} \cdot (1 + B_{CII} \frac{\Delta t_{C,p} w_{0n}}{\alpha z_m k_C \Delta t_{mC} \alpha \beta} \frac{C}{S} \frac{s_{1C}}{D_{zC}}) \quad (6.12)$$

gdzie:

$$B_{CI} = \left(\frac{\rho_{sn}}{\rho_{An}} \right)^{0,27}$$

$$B_{CII} = \rho_{sn} c_{ps}$$

Dla rozpatrywanych paliw gazowych oraz średniej temperatury spalin w rekuperatorze $t_{sm} \in [400, 800]$ °C wartość $B_{CI} \in [0,057; 0,061]$ m^{0,54} · s^{0,27} zaś $B_{CII} \in [1,49; 1,66]$ kJ/(m³·K). Ze względu na stosunkowo mały wpływ parametrów eksploatacyjnych na wartość współczynników B_{CI} i B_{CII} w obliczeniach technicznych mogą one być traktowane jako stałe i równe wartościom średnim w podanych przedziałach zmienności.

Po uwzględnieniu wyników optymalizacji wewnętrznych parametrów rekuperatora: $D_{zC} = D_{zC opt} = 60,3$ mm, $s_{1C} = 1,75 D_{zC}$, dla $w_{0n} = 1$ m/s [50] oraz dla średnich wartości współczynników B_{CI} i B_{CII} z równań (4.2b) i (6.12) uzyskuje się

$$Z_C = 0,366 m^{-0,27} (1 + 0,872 \frac{1}{\alpha \beta z_m k_C} \frac{C}{S} \frac{\Delta t_{C,p}}{\Delta t_{mC}}) \quad (6.12a)$$

Opory Z_a, Z_b, Z_k przepływu spalin w części kanału spalinowego przed i za rekuperatorami oraz w kominie są stosunkowo małe w porównaniu z oporami Z_C przepływu spalin przez poszczególne rekuperatory. Z pomiarów przeprowadzonych w pięciu piecach uzyskano (przy otwartych zasuwach regulacyjnych) następujące wartości średnie: $Z_a = 2,7$; $Z_b = 2,8$; $Z_k = 1,8$. Wartości te w dalszych obliczeniach przyjęto uważać za stałe. Występujący w równaniu 6.1 stosunek F_b/F_k w badanych piecach wynosił od 1,3 do 1,7. Do dalszych obliczeń przyjęto $F_b/F_k = 1,5$. Ponadto założono $F_k/F_{kw} = 1,1$.

6.3. Ciąg kominowy

Statyczny ciąg kominowy Δp_k , odpowiadający granicznym parametrom eksploatacyjnym, jest określony zależnością

$$\Delta p_k gr = Hg (\rho_{ot} - \rho_{sk gr}) \quad (6.13)$$

Wykorzystując równanie Clapeyrona (dla $T_{sk gr} = T_{sb gr}$) można równanie (6.13) zapisać w postaci

$$\Delta p_k gr = Hg \rho_{ot} \left\{ 1 - \frac{\rho_{sn}}{\rho_{An}} \frac{T_{ot}}{T_{ot} + \frac{m_t}{\beta} [\Delta t_{s0} - (\alpha - 1 + \frac{1}{\beta}) (\frac{A}{S} \Delta t_{Ap} + \frac{G}{S} \Delta t_{Gp})]} \right\} \quad (6.13a)$$

Wartość stosunku $\frac{\rho_{sn}}{\rho_{An}}$, w zależności od rodzaju paliwa oraz szczelności pieca i kanału spalinowego, zmienia się w zakresie od 1.01 do 1.02. W dalszych obliczeniach przyjęto

$$\frac{\rho_{sn}}{\rho_{An}} = 1,015 = idem.$$

6.4. Srednie przyrosty temperatury czynników dopuszczalne ze względu na opory przepływu spalin

6.4.1. Zależności obliczeniowe

Przyrosty temperatury $\Delta t_{A p}$, $\Delta t_{G p}$ można wyznaczyć z równania (6.1) określonego dla granicznych warunków eksploatacyjnych ($\delta p_z = 0$), po uwzględnieniu w nim warunku ograniczającego (6.2).

W obliczeniach korzystnie jest stosować zmienne bezwymiarowe i liczby podobieństwa. Obok zmiennych α , ν zdefiniowanych wzorami (5.4) oraz $\Theta_{A p}$, $\Theta_{G p}$ określonych równaniami (5.5) (dla $\Delta t_A = \Delta t_{A p}$, $\Delta t_G = \Delta t_{G p}$) należy w tym celu dodatkowo wprowadzić:

- liczbę podobieństwa warunków hydraulicznych ciągu spalin

$$\Gamma = \frac{g H}{m^2 w_{0n}^2} \frac{273^2}{T_{ot} \Delta t_{s0}} \quad (6.14)$$

- pomocniczy stosunek temperatur

$$\mu_s = \frac{\beta T_{ot}}{m_t \Delta t_{s0}} + 1 \quad (6.15)$$

Po podstawieniu w równaniu (6.1) zależności (6.5), (6.6), (6.12), (6.13a) przy uwzględnieniu warunku (6.2) oraz równań (3.3), (5.4), (5.5), (6.14), (6.15) uzyskuje się

$$\begin{aligned} & (z_a - 1) [\mu_s - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p})] + z_A [\mu_s + \\ & - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) + \frac{1}{2\chi} \Theta_{A p}] \left(\frac{s_{1A}}{s_{1A} - D_{zA}} \right)^2 + \\ & + z_G [\mu_s - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) + \\ & - \frac{1}{2}(\Theta_{A p} + \frac{1}{2}\Theta_{G p})] \left(\frac{s_{1G}}{s_{1G} - D_{zG}} \right)^2 + \left\{ z_b + [z_k + \left(\frac{F_k}{F_{kw}} \right)^2] \left(\frac{F_b}{F_k} \right)^2 \right\} \cdot \\ & \cdot [\mu_s - (\chi - 1 + \frac{1}{2\chi})(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) = \\ & \cdot 1,970 \beta \Gamma \left[1 - 1,015 \frac{\mu_s - 1}{\mu_s - (\chi - 1 + \frac{1}{2\chi})(\Theta_{A p} + \Theta_{G p})} \right], \end{aligned} \quad (6.16)$$

przy czym:

$$\begin{aligned} z_C &= Y_C B_{CI} \left[\frac{1}{m w_{0n}} \left(\frac{1}{D_{zC}} - \frac{1}{s_{1C}} \right) \right]^{0,27} \cdot \\ &= (1 + 0,318 \frac{B_{CII} s_{1C}}{\chi \beta} \frac{w_{0n}}{D_{zC} z_m k_C} X_C) \quad (C = A, G), \end{aligned} \quad (6.17)$$

gdzie:

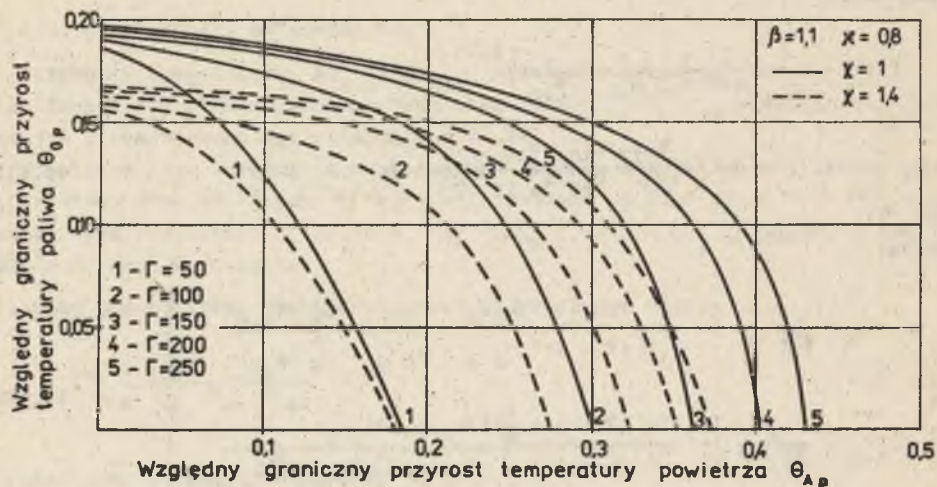
$$\begin{aligned} X_A &= \frac{\alpha}{\chi \beta - \alpha} \ln \frac{1 - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) - \frac{1}{2\chi} \Theta_{A p}}{1 - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) - \frac{\beta}{\alpha} \Theta_{A p}} \\ X_G &= \frac{\nu}{\chi \beta - \nu} \ln \frac{1 - (\chi - 1 + \frac{1}{2\chi})(\Theta_{A p} + \Theta_{G p})}{1 - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) - \frac{1}{2\chi} \Theta_{A p} - \frac{\beta}{\nu} \Theta_{G p}} \end{aligned} \quad (6.18)$$

Dla optymalnych wartości wewnętrznych parametrów $D_{zC opt}$, s_{1C} rekuperatora oraz przyjętych jako stałe: zastępczych liczb oporu z_a , z_b , z_k , stosunków $\frac{F_b}{F_k}$, $\frac{F_k}{F_{kw}}$ oraz współczynników B_{CI} , B_{CII} z równań (6.16), (6.17) otrzymuje się:

$$\begin{aligned} & 1,7 [\mu_s - (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p})] + 5,44 z_A [\mu_s + (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) + \\ & - \frac{1}{2\chi} \Theta_{A p}] + 5,44 z_G [\mu_s (\chi - 1)(\Theta_{A p} + \Theta_{G p}) - \frac{1}{2}(\Theta_{A p} + \frac{1}{2}\Theta_{G p})] + \\ & + 9,47 [\mu_s - (\chi - 1 + \frac{1}{2\chi})(\Theta_{A p} + \Theta_{G p})] = \\ & = 1,97 \beta \Gamma \left[1 - 1,015 \frac{\mu_s - 1}{\mu_s - (\chi - 1 + \frac{1}{2\chi})(\Theta_{A p} + \Theta_{G p})} \right] \end{aligned} \quad (6.16a)$$

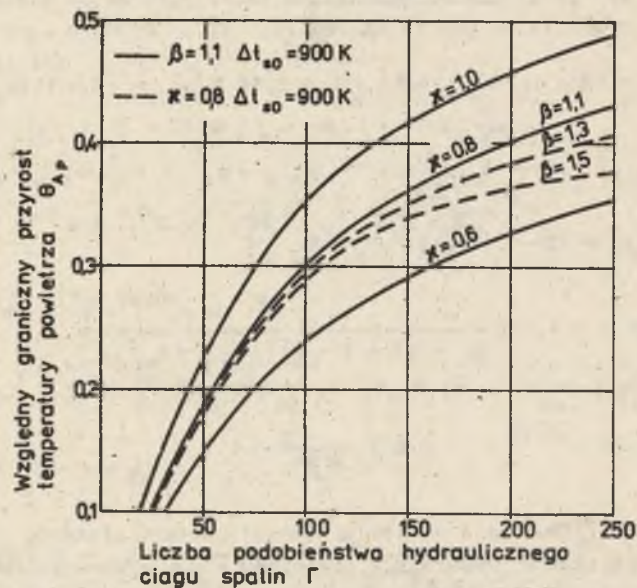
$$z_C = 0,366 m^{-0,27} (1 + 0,872 \frac{X_C}{\chi \beta z_m k_C}) \quad (6.17a)$$

Równania (6.16a), (6.17a) i (6.18) w podanej postaci służą do wyznaczenia granicznych przyrostów temperatury czynników w powietrzno-paliwowym zespole rekuperatorów. Szczególnym przypadkiem tych równań jest warunek ograniczający przyrost temperatury powietrza (dla $\Theta_{G p} = 0$, $z_G = 0$) oraz przyrost temperatury paliwa (dla $\Theta_{A p} = 0$, $z_A = 0$) w pojedynczych rekuperatorach.



Rys. 37. Zależność pomiędzy przyrostami temperatury czynników dopuszczalnymi ze względu na opory przepływu spalin

Fig. 37. Relationship between temperature rises admissible due to flue gases pressure drop



Rys. 38. Wpływ nieszczelności pieca i kanału spalinowego na przyrost temperatury powietrza dopuszczalny ze względu na opory przepływu spalin

Fig. 38. Influence of the leakage of the furnace and gas pass on the air temperature rise admissible due to flue gases pressure drop

6.4.2. Graniczne względne przyrosty temperatury czynników

W celu określenia wzajemnej zależności między względnymi przyrostami θ_{Ap} i θ_{Gp} temperatury czynników w powietrzno-paliwowym zespole rekuperatorów, przeprowadzono obliczenia numeryczne. Przykładowe wyniki, dla przypadku stosowania gazu mieszanego, przedstawiono na rys. 37.

Wpływ nieszczelności pieca i kanału spalinowego oraz liczby podobieństwa Γ na graniczną wartość względnego przyrostu θ_{Ap} temperatury powietrza w pojedynczym rekuperatorze pokazano na rys. 38.

7. OPTIMALNE PRZYROSTY TEMPERATURY PODGRZEWANYCH CZYNNIKÓW ORAZ OPTIMALNY WARIANT REKUPERACJI

7.1. Optymalne przyrosty temperatury podgrzewanych czynników dla założonego wariantu rekuperacji

7.1.1. Sposób wyznaczania optymalnych przyrostów temperatury

Optymalne względne przyrosty temperatury powietrza $\Theta_A \text{ opt}$ i paliwa $\Theta_G \text{ opt}$ oraz odpowiadające im przyrosty $\Delta t_A \text{ opt}$, $\Delta t_G \text{ opt}$ należy określać dla optymalnych wewnętrznych parametrów doskonałości rekuperatorów.

Funkcje celu $\Phi(\Theta_A, \Theta_G)$, $\Phi_A(\Theta_A)$, $\Phi_G(\Theta_G)$ określone odpowiednio zależnościami (5.9), (5.10) i (5.12) mają monotoniczny charakter dla $\Theta_A \leq \Theta_{Ae}$, $\Theta_G \leq \Theta_{Ge}$. W związku z tym, po uwzględnieniu ograniczeń, optymalne względne przyrosty temperatury powietrza $\Theta_A \text{ opt}$ i/lub paliwa $\Theta_G \text{ opt}$ powinny spełniać następujące warunki:

$$\Theta_C \text{ opt} = \min [\Theta_{C e}, \Theta_{C p}, \Theta_{C \max}, \Theta_{C s}] \quad (C = A, G) \quad (7.1)$$

gdzie:

$$\Theta_{C \max} = \frac{\Delta t_{C \max} C}{\Delta t_{s0} S} \quad (7.2)$$

$$\Theta_{C s} = \frac{\Delta t_{s0} - \beta \Delta t_s S}{\Delta t_{s0} (\chi - 1 + \frac{1}{\chi})} - \Theta_x \quad (7.3)$$

przy czym

$$\Theta_x = \begin{cases} \Theta_A \text{ opt} & \text{dla } C = G \\ \Theta_G \text{ opt} & \text{dla } C = A \end{cases}$$

Przy rozpatrywaniu pojedynczych rekuperatorów powietrza lub paliwa w równaniu (7.3) należy podstawiać $\Theta_x = 0$.

Względne przyrosty temperatury czynników Θ_{Ae} , Θ_{Ge} nie zależą od strumienia \dot{P}_0 paliwa. W funkcjach celu Φ , Φ_A i Φ_G strumień paliwa występuje bowiem jedynie w stałych składnikach Ω , Ω_A , Ω_G . W obliczeniach

optymalizacyjnych składniki te można pominąć. Uzyskuje się wtedy następujące postacie funkcji celu:

$$\begin{aligned} \Phi' &= \Phi + \Omega \\ \Phi'_C &= \Phi_C + \Omega_C \quad (C = A, G), \end{aligned} \quad (7.4)$$

które nie zależą od wielkości pieca (strumień \dot{P}_0 paliwa spalane w piecu jest podstawowym wyróżnikiem wielkości pieca).

Z warunku (6.16) oraz z równań (7.2), (7.3) wynika, że również względne przyrosty temperatury czynników $\Theta_{C p}$, $\Theta_{C \max}$, $\Theta_{C s}$ są niezależne od strumienia \dot{P}_0 paliwa. W konkluzji, dla założonego wariantu rekuperacji, stwierdza się niezależność optymalnych przyrostów temperatury $\Theta_A \text{ opt}$ i $\Theta_G \text{ opt}$ od wielkości pieca.

7.1.2. Optymalne przyrosty temperatury czynników dla przykładowych warunków eksploatacji pieców

Szczegółowe obliczenia numeryczne przeprowadzono dla przykładowych kombinacji parametrów eksploatacyjnych i ograniczeń.

Uwzględniono przy tym:

- zasilanie pieca gazem:
 - wielkopieczowym,
 - mieszanym (wielkopieczowym + koksowniczym) o $W_d = 224 \text{ MJ/kmol}$,
 - koksowniczym,
 - ziemnym zaazotowanym,
 - ziemnym wysokometanowym,
- nadwyżkę temperatury spalin odpływających z pieca $\Delta t_{s0} = 500, 700, 900 \text{ K}$,
- liczbę rozkładu temperatury w piecu $\chi = 1,0; 1,4$,
- roczny czas wykorzystania nominalnej wydajności pieca $\tau_m = 2000, 4000, 6000, 8000 \text{ h/rok}$,
- długość pojedynczych rur rekuperatora $L_{RC} = 1, 2, 3 \text{ m}$,
- wysokość komina $H = 40 \text{ m}$,
- dopuszczalne opory przepływu paliwa przez rekuperator:
 - $\delta p_d = 1 \text{ kPa}$ dla paliwa o $W_d < 360 \text{ MJ/kmol}$,
 - $\delta p_d = 1,5 \text{ kPa}$ dla paliwa o $W_d > 360 \text{ MJ/kmol}$.

Przyjęte w obliczeniach rodzaje paliw gazowych oraz zakresy zmian Δt_{s0} , χ , τ_m , L_{RC} obejmują prawie wszystkie przypadki spotykane w praktyce przemysłowej. Podane wyżej wartości δp_d odpowiadają natomiast warunkom najczęściej spotykanym w piecach grzejnych wyposażonych w palniki niskociśnieniowe. Z kolei wysokość komina przyjęto równą najniższej wartości zalecanej ze względu na ochronę środowiska. W obliczeniach za technicznie uzasadnione

wartości wskaźników szczelności uznano: $\alpha = 0,8$, $\beta = 1,1$. Wartości pozostałych wskaźników oraz wewnętrznych parametrów doskonałości rekuperatorów podano w tabelicy 4.

Tabela 4

Przyjęte w obliczeniach optymalne wewnętrzne parametry konstrukcyjne rekuperatora oraz wskaźniki ekonomiczne

Parametr	Symbol	Wartość
Średnica zewnętrzna rur	D_z	0,0603 m
Średnica wewnętrzna rur	D	0,0523 m
Stosunek rozstawu rur do średnicy zewnętrznej	s_1/D_z	1,75
Wskaźniki kosztu paliwa:		
- gazu wielkopieczowego	} e_G	5,45 zł/kmol
- gazu mieszanego		30,3 zł/kmol
- gazu koksowniczego		75,6 zł/kmol
- gazu ziemnego zaazotowanego		82,9 zł/kmol
- gazu ziemnego wysokometanowego		154,7 zł/kmol
Wskaźnik kosztu energii elektrycznej	e_{el}	2 zł/kWh
Skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej	ϵ	0,4 1/a
	ϵ_w	0,13 1/a
Przyrost względny nakładu inwestycyjnego rekuperatora		
$\Delta t'_{SC} > 800$ K	} j_C	9339 zł/m ²
$600 < \Delta t'_{SC} < 800$ K		8988 zł/m ²
$\Delta t'_{SC} < 600$ K		8230 zł/m ²
Przyrost względny nakładu inwestycyjnego zespołu wentylatora	j_W	9410 zł/kW

Proponowana metoda wyznaczania optymalnych przyrostów temperatury czynników w rekuperatorze, ze względu na przestępny charakter zależności (5.9), (5.10), (5.12) oraz warunku (6.16), wymaga stosowania odpowiednich procedur iteracyjnych. Najefektywniejszą w tym względzie okazała się metoda skokowej zmiany temperatury powietrza (w przypadku pojedynczego rekuperatora powietrza) lub paliwa (w przypadku zespołu rekuperatorów oraz rekuperatora pojedynczego). W celu zapewnienia wystarczającej dla celów technicznych dokładności obliczeń różnicę temperatury czynników w kolejnych krokach iteracyjnych przyjęto równą 25 K.

Wyniki obliczeń przedstawiono w tablicach 5-9. W tablicach tych przy poszczególnych temperaturach podano warunki decydujące o wartości optymalnych przyrostów temperatury czynników. Przy czym: litera E oznacza $\theta_C opt = \theta_C e$ ($C = A, G$), litera K - $\theta_C opt = \theta_C p'$, litera T zaś $\theta_C opt = \theta_C max$ lub $\theta_C opt$ wynikające z warunku (7.3).

Tabela 5

Optymalne przyrosty temperatury powietrza $\Delta t_A opt$ i paliwa $\Delta t_G opt$ w zespołach rekuperatorów współpracujących z piecami zasilanymi gazem mieszkankowym

Nadwyżka temperatury spalin Δt_{s0} , K	Liczba rozkładu temperatury %	Roczny czas wykorzyst. wydaj. pieca τ_m , tys h/a	Długość pojedynczej rury rekuperatora											
			$L_{RC} = 1$ m				$L_{RC} = 2$ m				$L_{RC} = 3$ m			
			$\Delta t_A opt'$, K	$\Delta t_G opt'$, K	Warunek ^{x)}	$\Delta t_A opt'$, K	$\Delta t_G opt'$, K	Warunek	$\Delta t_A opt'$, K	$\Delta t_G opt'$, K	Warunek	$\Delta t_A opt'$, K	$\Delta t_G opt'$, K	Warunek
500	1,0	2	245	125	K	245	125	K	245	125	K	245	125	K
	1,4	4-6	259	150	K	} 247	175	K	197	150	T	350	225	T
		8	247	175	K		375	150	K	475	150	K		
700	1,0	2-8	197	150	T	197	150	T	197	150	T	197	150	T
	1,4	2	350	225	T	350	225	T	350	225	T	350	225	T
		4-8	375	150	K	375	150	K	375	150	K	375	150	K
900	1,0	2-8	311	200	T	311	200	T	311	200	T	311	200	T
	1,4	2-8	475	150	K	475	150	K	475	150	K	475	125	K
		2-8	425	125	K	425	125	K	425	125	K	425	125	K

x) Znaczenie symboli określających warunek decydujący o wartości optymalnych przyrostów temperatury czynników wyjaśniono w tekście.

Tablica 6

Optymalne przyrosty temperatur czynników w pojedynczych rekuperatorach powietrza $\Delta t_{A opt}$ lub paliwa $\Delta t_{G opt}$ współpracujących z piecami zasilanymi gazem mieszkawym

Nadwyżka temperatury spalin ponad temperaturę otoczenia $\Delta t_{s0}, K$	Liczba rozkładu temperatury w piecu %	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca t_m , tys. h/a	Długość pojedynczej rury rekuperatora											
			$L_{RC} = 1 m$				$L_{RC} = 2 m$				$L_{RC} = 3 m$			
			$\Delta t_{A opt}$	War.	$\Delta t_{G opt}$	War.	$\Delta t_{A opt}$	War.	$\Delta t_{G opt}$	War.	$\Delta t_{A opt}$	War.	$\Delta t_{G opt}$	War.
500	1,0	2	225	E	250	E	225	E	275	E	250	E	275	E
		4	300	E	350	E	300	E	350	E	300	E	350	E
		6	325	E		325	E	350		E	350	K	400	E
		8		400	E	350	K		400	K				
	1,4	2	200	E	275	E	225	E	275	E	225	E	300	E
		4-8	250	E	325	E	250	E	350	E	275	T	350	E
		6-8	275	T	375	E	275	T	375	E		375	E	
700	1,0	2	375	E	475	E	400	E	475	E	400	E	475	E
		4	450	E	500	T	475	K	500	T	475	K	500	T
		6-8	475	K										
	1,4	2	325	E	450	E	350	E	450	E	350	E	450	E
		4	375	E		400	K	500	T	400	K	500	T	
		6-8	400	K	500		T		400		K		500	T
900	1,0	2-8	500	T	500	T	500	T	500	T	500	T	500	T
	1,4	2	475	E	500	T	475	E	500	T	475	E	500	T
	4-8	500	T	500		T	500	T		500	T			

Tablica 7

Optymalne przyrosty temperatury powietrza $\Delta t_{A opt}$ i paliwa $\Delta t_{G opt}$ w zespołach rekuperatorów w zależności od rodzaju paliwa spalane w piecu

Nadwyżka temperatury spalin $\Delta t_{s0}, K$	Liczba rozkładu temperatury w piecu %	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca t_m , tys. h/a	Rodzaj gazu spalane w piecu														
			wielkopiecowy			mieszany			koksowniczy			ziemny zaazotowany			ziemny wysokometanowy		
			$\Delta t_{A opt}, K$	$\Delta t_{G opt}, K$	War.	$\Delta t_{A opt}, K$	$\Delta t_{G opt}, K$	War.	$\Delta t_{A opt}, K$	$\Delta t_{G opt}, K$	War.	$\Delta t_{A opt}, K$	$\Delta t_{G opt}, K$	War.	$\Delta t_{A opt}, K$	$\Delta t_{G opt}, K$	War.
500	1,0	2	336	75	K	245	125	K	230	175	K	240	175	T	235	150	T
		4	311	125-150	K	247-259	150-175	K									
		6-8	250-285	175-200	K												
	1,4	2		288	75	K	197	150	T	190	150	K	200	150	T	190	150
		4	241	150	K												
		6-8	208	175	K												
700	1,0	2	450	175	K	350	225	T	350	150	K	350	200	K	325	175	K
		4	400-425	250	K	375	150	K									
		6-8	375-400	275	K												
	1,4	2	425	100	K	311	200	T	290	175	T,K	300	175	K	290	175	K
		4	342	225	K												
		6-8	319	250	K												
900	1,0	2	500	300	T	475	150	K	425	275	K	450	100	K	425	150-175	K
	4-8	475-500	350-375	T,K													
	1,4	2	500	225	T	425	125	K	375	225	K	400	125	K	375	200	K
	4-8	450	300	K													

Tablica 8

Optymalne przyrosty temperatury powietrza $\Delta t_A \text{ opt}$ w pojedynczych rekuperatorach w zależności od rodzaju paliwa spalane w piecu

Nadwyżka temperatury spalin $\Delta t_{s0}, K$	Liczba rozkładu temperatury w piecu %	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca $\tau_m, \text{ tys. h/a}$	Rodzaj gazu spalane w piecu									
			wielkopieczowy		mieszany		koksowniczy		ziemny zaazotowany		ziemny wysokometanowy	
			$\Delta t_A \text{ opt}, K$	War.	$\Delta t_A \text{ opt}, K$	War.	$\Delta t_A \text{ opt}, K$	War.	$\Delta t_A \text{ opt}, K$	War.	$\Delta t_A \text{ opt}, K$	War.
500	1,0	2	125-150	E	225-250	E	250-275	E	275	E	250	E
		4	250-275	E	300	E	} 325	T	} 325	T	} 300	T
		6	275-300	E	} 325-350	E,K						
		8	300-325	E								
	1,4	2	175	E	200-225	E	} 225	T	} 225	T	} 225	T
		4	250	E	250-275	E,T						
6-8		275-300	E	275	T							
700	1,0	2	300-325	E	375-400	E	} 450	K	} 450	K	} 450	E
		4	400-425	E	450-475	E,K						
		6	450-475	E	} 475	K						
		8	475-500	E,T								
	1,4	2	325	E	325-350	E	} 375	K	} 375	K	} 350	K
		4	400	E	375-400	E,K						
		6	425-450	E	} 400	K						
		8	450	E								
900	1,0	2-8	500	T	500	T	500	T	500	T	500	T
	1,4	2	475-500	E,T	475	E	} 475	K	} 475	E	} 475	K
4-8	500	T	500	T	500	T						

Tablica 9

Optymalne przyrosty temperatury paliwa $\Delta t_G \text{ opt}$ w pojedynczych rekuperatorach w zależności od rodzaju paliwa stosowanego w piecu

Nadwyżka temperatury spalin $\Delta t_{s0}, K$	Liczba rozkładu temperatury w piecu %	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca $\tau_m, \text{ tys. h/a}$	Rodzaj gazu spalane w piecu									
			wielkopieczowy		mieszany		koksowniczy		ziemny zaazotowany		ziemny wysokometanowy	
			$\Delta t_G \text{ opt}, K$	War.	$t_G \text{ opt}, K$	War.	$t_G \text{ opt}, K$	War.	$t_G \text{ opt}, K$	War.	$t_G \text{ opt}, K$	War.
500	1,0	2	125-150	E	250-275	E	350-375	E	375	E	375	E
		4	200-225	E	} 350	E	} 425	E	} 425	E	} 425	E
		6	275	E								
		8	275-300	E								
	1,4	2	125-175	E	275-300	E	325-300	E	350-375	E	375	E
		4	200-225	E	325-350	E	375-400	E	375-400	E	} 400	E
		6	} 250	E	} 375	E	} 400	E	} 400-425	E		
		8									400-425	E
700	1,0	2	250-325	E	475	E	} 500	T	} 500	T	} 500	T
		4	375-400	E	} 500	T						
		6	375-450	E								
	1,4	2	250-275	E	475	E	} 500	T	} 500	T	} 500	T
		4	325-375	E	} 500	T						
		6-8	400-425	E,K								
900	1,0	2-8	500	T	500	T	500	T	500	T	500	T
	1,4	2	425	E	} 500	T	} 500	T	} 500	T	} 500	T
4-8	500	T										

W tabelicy 5 przedstawiono optymalne przyrosty temperatury podgrzania powietrza i paliwa gazowego w zespole rekuperatorów, w tabelicy 6 zaś analogiczne przyrosty temperatury odpowiadające stosowaniu pojedynczych rekuperatorów powietrza lub paliwa. Obie tablice dotyczą przypadku zasilania pieca gazem mieszanym.

Z porównania wartości $\Delta t_{A \text{ opt}}$ i $\Delta t_{G \text{ opt}}$ podanych w tablicach 5 i 6 wynika, że wpływ długości L_{RC} pojedynczej rury rekuperatora na optymalne przyrosty temperatury jest stosunkowo niewielki. Powyższa prawidłowość została również wykazana w przypadku zasilania pieca pozostałymi paliwami gazowymi.

Z powyższego względu w tablicach 7-9 podano wartości $\Delta t_{A \text{ opt}}$ i $\Delta t_{G \text{ opt}}$ odpowiadające stosowaniu wszystkich uwzględnionych paliw gazowych, odpowiednio dla zespołu rekuperatorów (tablica 7) oraz dla pojedynczych rekuperatorów powietrza (tablica 8) lub paliwa (tablica 9) bez uwzględnienia długości L_{RC} rur rekuperatora. Wpływ długości L_{RC} na $\Delta t_{A \text{ opt}}$ i $\Delta t_{G \text{ opt}}$ wynika z podanych w tablicach przedziałów zmienności temperatur (większym wartościom L_{RC} odpowiadają wyższe temperatury podgrzania czynników w rekuperatorach).

7.2. Optymalny wariant rekuperacji

7.2.1. Wyznaczanie optymalnego wariantu rekuperacji

Wariant rekuperacji jest tym korzystniej dostosowany do parametrów eksploatacyjnych i ograniczeń, im większa jest wartość rocznego efektu ekonomicznego obliczonego dla optymalnych przyrostów temperatury podgrzewanych czynników.

Jeżeli

$$\Phi_{\text{opt}} > \Phi_{C \text{ opt}} \quad (7.5a)$$

gdzie:

$$\Phi_{\text{opt}} = \Phi(\Theta_{A \text{ opt}}, \Theta_{G \text{ opt}}),$$

$$\Phi_{C \text{ opt}} = \Phi_C(\Theta_{C \text{ opt}}), \quad (C = A, G),$$

to optymalnym wariantem rekuperacji jest powietrzno-paliwowy zespół rekuperatorów. Pojedynczy rekuperator C-tego czynnika należy natomiast stosować, gdy

$$\Phi_{C \text{ opt}} = \max[\Phi_{\text{opt}}, \Phi_{A \text{ opt}}, \Phi_{G \text{ opt}}] \quad (7.5b)$$

Spełnienie relacji (7.5a), przy uwzględnieniu równań (7.4), prowadzi do zależności

$$\Phi'_{\text{opt}} - \Phi'_{C \text{ opt}} > \Omega - \Omega_C, \quad (7.6)$$

gdzie:

$$\Phi'_{\text{opt}} = \Phi'(\Theta_{A \text{ opt}}, \Theta_{G \text{ opt}}),$$

$$\Phi'_{C \text{ opt}} = \Phi'_C(\Theta_{C \text{ opt}})$$

Ze wzorów (5.8), (5.11) i (5.13), dla I_o i I_{ow} określonych odpowiednio w równaniach (3.13) i (3.15) oraz $\epsilon = 0,41$ 1/a, $\epsilon_w = 0,13$ 1/a - uzyskuje się $\Omega_A/\Omega_G = 1,0009$. Można więc przyjąć:

$$\Omega_A = \Omega_G = 0,5\Omega \quad (7.7)$$

Po wykorzystaniu założenia (7.7) oraz wzorów (5.8), (5.11), (5.13) stwierdza się, że warunek (7.5a) jest spełniony w piecach, w których strumień \dot{P}_0 paliwa jest większy od następującej wartości równoekonomicznej

$$\dot{P}_{0r} = \frac{\epsilon I_o}{(\Phi'_{\text{opt}} - \Phi'_{C \text{ opt}}) e_G \tau_m} \quad (7.8)$$

Jeżeli $\dot{P}_0 < \dot{P}_{0r}$, to stosowanie pojedynczego rekuperatora C-tego czynnika jest korzystniejsze niż podgrzewanie obu substratów w zespole rekuperatorów. W odróżnieniu więc od analiz przedstawionych w punkcie 7.1, przy określaniu optymalnego wariantu rekuperacji, istotne znaczenie może mieć wielkość pieca (strumień \dot{P}_0 paliwa spalane w procesie bezrekuperacyjnym).

Po uwzględnieniu (7.4) oraz (7.7) uzyskuje się ponadto następujący warunek wystarczający do spełnienia relacji (7.5b)

$$\Phi'_{C \text{ opt}} = \max[\Phi'_{\text{opt}}, \Phi'_{A \text{ opt}}, \Phi'_{G \text{ opt}}] \quad (7.9)$$

Pojedynczy rekuperator C-tego czynnika jest wtedy optymalnym wariantem rekuperacji niezależnie od wielkości pieca (strumienia \dot{P}_0 paliwa).

7.2.2. Optymalne warianty rekuperacji dla przykładowych warunków eksploatacji pieców

Wykorzystując wyznaczone w punkcie 7.1.2 wartości optymalnych przyrostów $\Delta t_{A \text{ opt}}$ i $\Delta t_{G \text{ opt}}$ temperatury czynników, dla analizowanych wariantów rekuperacji, określono wartości funkcji celu $\Phi'_{\text{opt}}, \Phi'_{A \text{ opt}}, \Phi'_{G \text{ opt}}$. Stosując

Tablica 10

Optymalne warianty rekuperacji oraz wartości równoekonomicznych strumieni paliwa dla pieców opalanych gazem wielkopieczowym

Nadwyżka temperatury spalin ponad temperaturę otoczenia Δt_{s0} , K	Liczba rozkładu temperatury w piecu χ	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca ξ_m , h/a	Wartość funkcji celu dla $L_R = 2$ m			Optymalny wariant rekuperacji $x)$	Równoekonomiczny strumień energii paliwa P_0 r W_d , MW		
			Φ'_{opt}	$\Phi'_{A opt}$	$\Phi'_{G opt}$		$L_R = 1$ m	$L_R = 2$ m	$L_R = 3$ m
500	1,0	2	-0,030	0,015	0,025	} GZ	-	-	-
		4	0,068	0,047	0,058		51,5	15,5	14,0
		6	0,102	0,064	0,078		6,5	4,5	4,0
		8	0,118	0,075	0,092		3,5	3,0	3,0
	1,4	2	0,008	0,036	0,047	} GZ	-	-	-
		4	0,099	0,073	0,084		11,0	10,3	10,0
		6	0,130	0,091	0,104		5,0	4,0	4,0
		8	0,146	0,103	0,118		3,0	2,5	2,5
700	1,0	2	0,080	0,068	0,086	} GZ	-	-	-
		4	0,177	0,118	0,137		4,5	4,0	4,0
		6	0,209	0,142	0,168		2,5	2,5	2,5
		8	0,225	0,156	0,186		2,0	2,0	2,0
	1,4	2	0,112	0,107	0,123	} GZ	-	-	-
		4	0,218	0,160	0,178		4,5	4,0	4,0
		6	0,249	0,184	0,207		2,5	2,5	2,5
		8	0,266	0,198	0,225		2,0	2,0	2,0
900	1,0	2	0,260	0,182	0,212	} GZ	7,0	6,5	6,5
		4	0,345	0,228	0,270		2,0	2,0	2,0
		6	0,360	0,243	0,291		2,0	1,5	1,5
		8	0,376	0,251	0,301		1,0	1,0	1,0
	1,4	2	0,307	0,240	0,264	} GZ	8,0	7,0	7,0
		4	0,384	0,291	0,327		3,0	2,5	2,5
		6	0,409	0,308	0,352		2,0	2,0	2,0
		8	0,421	0,316	0,367		1,5	1,5	1,5

x) Symbole dotyczące optymalnych wariantów rekuperacji wyjaśniono w tekście.

Tablica 11

Optymalne warianty rekuperacji oraz wartości równoekonomicznych strumieni paliwa dla pieców opalanych gazem mieszanym

Nadwyżka temperatury spalin ponad temperaturę otoczenia Δt_{s0} , K	Liczba rozkładu temperatury w piecu χ	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca ξ_m , tys. h/a	Wartość funkcji celu dla $L_R = 2$ m			Optymalny wariant rekuperacji	Równoekonomiczny strumień energii paliwa P_0 r W_d , MW		
			Φ'_{opt}	$\Phi'_{A opt}$	$\Phi'_{G opt}$		$L_R = 1$ m	$L_R = 2$ m	$L_R = 3$ m
500	1,0	2	0,056	0,046	0,031	} AZ	18,0	14,5	13,0
		4	0,089	0,077	0,046		5,5	6,0	6,5
		6	0,100	0,092	0,052		5,5	6,0	7,0
		8	0,106	0,101	0,058		4,0	7,0	9,0
	1,4	2	0,079	0,068	0,047	} AZ	12,0	12,5	13,0
		4	0,108	0,098	0,064		6,0	7,0	7,0
		6	0,118	0,113	0,072		6,0	9,0	9,5
		8	0,122	0,120	0,076		7,0	18,0	35,5
700	1,0	2	0,123	0,103	0,065	} AZ	7,0	7,5	7,5
		4	0,151	0,144	0,086		6,5	10,0	12,0
		6	0,162	0,162	0,093		12,0	24,0	-
		8	0,167	0,170	0,096		-	-	-
	1,4	2	0,155	0,134	0,093	} AZ	6,5	7,0	7,0
		4	0,186	0,172	0,115		4,0	5,0	5,5
		6	0,199	0,189	0,124		3,5	5,0	5,5
		8	0,205	0,198	0,128		3,0	5,0	6,0
900	1,0	2	0,199	0,184	0,108	} AZ	9,0	9,0	9,5
		4	0,227	0,214	0,118		5,0	5,5	5,5
		6	0,236	0,224	0,121		4,0	4,0	4,4
		8	0,240	0,229	0,123		3,0	3,0	3,5
	1,4	2	0,243	0,227	0,147	} AZ	7,5	8,5	9,0
		4	0,270	0,266	0,158		12,0	18,0	24,0
		6	0,279	0,180	0,161		24,0	-	-
		8	0,284	0,286	0,163		-	-	-

Tablica 12

Optymalne warianty rekuperacji oraz wartości równoekonomicznych strumieni paliwa dla pieców opalanych gazem koksowniczym

Nadwyżka temperatury spalin ponad temperaturę otoczenia Δt_{s0} , K	Liczba rozkładu temperatury w piecu %	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca τ_m tys. h/a	Wartość funkcji celu dla $L_R = 2$ m			Optymalny wariant rekuperacji	Równoekonomiczny strumień energii paliwa \dot{P}_0 or \dot{W}_d , MW		
			ϕ'_{opt}	ϕ'_A opt	ϕ'_G opt		$L_R = 1$ m	$L_R = 2$ m	$L_R = 3$ m
500	1,0	2	0,070	0,063	0,027	AZ	12,0	14,0	15,0
		4	0,089	0,091	0,035	} A	-	-	-
		6	0,095	0,102	0,039		-	-	-
		8	0,098	0,108	0,041		-	-	-
	1,4	2	0,088	0,082	0,039	} AZ	14,0	16,0	17,5
		4	0,106	0,104	0,049		16,0	24,0	27,5
		6	0,111	0,110	0,053		18,0	32,0	43,0
		8	0,114	0,114	0,055		-	-	-
700	1,0	2	0,126	0,121	0,051	AZ	17,5	19,5	21,0
		4	0,146	0,155	0,058	} A	-	-	-
		6	0,152	0,167	0,061		-	-	-
		8	0,156	0,172	0,062		-	-	-
	1,4	2	0,152	0,147	0,073	AZ	15,5	20,0	21,0
		4	0,175	0,180	0,081	} A	-	-	-
		6	0,182	0,191	0,084		-	-	-
		8	0,185	0,197	0,085		-	-	-
900	1,0	2	0,199	0,195	0,071	AZ	22,0	24,0	24,5
		4	0,217	0,217	0,074	} A	-	-	-
		6	0,222	0,224	0,075		-	-	-
		8	0,225	0,228	0,076		-	-	-
	1,4	2	0,247	0,233	0,098	AZ	17,0	24,5	25,0
		4	0,254	0,263	0,101	} A	-	-	-
		6	0,260	0,272	0,102		-	-	-
		8	0,263	0,277	0,103		-	-	-

- 100 -

Tablica 13

Optymalne warianty rekuperacji oraz wartości równoekonomicznych strumieni paliwa dla pieców opalanych gazem ziemnym zaazotowanym

Nadwyżka temperatury spalin ponad temperaturę otoczenia Δt_{s0} , K	Liczba rozkładu temperatury w piecu %	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca τ_m tys. h/a	Wartość funkcji celu dla $L_R = 2$ m			Optymalny wariant rekuperacji	Równoekonomiczny strumień energii paliwa \dot{P}_0 or \dot{W}_d , MW		
			ϕ'_{opt}	ϕ'_A opt	ϕ'_G opt		$L_R = 1$ m	$L_R = 2$ m	$L_R = 3$ m
500	1,0	2	0,080	0,073	0,029	AZ	12,0	14,0	15,0
		4	0,102	0,103	0,038	} A	-	-	-
		6	0,109	0,116	0,042		-	-	-
		8	0,113	0,122	0,044		-	-	-
	1,4	2	0,102	0,095	0,043	} AZ	12,0	14,0	15,0
		4	0,121	0,118	0,052		13,5	15,5	17,0
		6	0,127	0,125	0,057		14,0	16,0	17,5
		8	0,130	0,129	0,059		14,0	16,0	18,0
700	1,0	2	0,148	0,143	0,058	AZ	13,5	19,0	21,5
		4	0,170	0,179	0,065	} A	-	-	-
		6	0,177	0,191	0,067		-	-	-
		8	0,181	0,197	0,068		-	-	-
	1,4	2	0,180	0,175	0,082	AZ	13,0	18,5	20,0
		4	0,202	0,206	0,089	} A	-	-	-
		6	0,209	0,218	0,092		-	-	-
		8	0,213	0,224	0,093		-	-	-
900	1,0	2	0,224	0,229	0,081	} A	-	-	-
		4	0,243	0,253	0,084		-	-	-
		6	0,249	0,261	0,085		-	-	-
		8	0,252	0,265	0,085		-	-	-
	1,4	2	0,273	0,273	0,110	} A	-	-	-
		4	0,291	0,308	0,114		-	-	-
		6	0,297	0,319	0,115		-	-	-
		8	0,300	0,325	0,116		-	-	-

- 101 -

Tablica 14

Optymalne warianty rekuperacji dla pieców zasilanych gazem ziemnym wysokometanowym

Nadwyżka temperatury spaliny ponad temperaturę otoczenia $\Delta t_{s0}, K$	Liczba rozkładu temperatury w piecu χ	Roczny czas wykorzystania średniej wydajności pieca $\bar{v}_m',$ tys. h/a	Wartość funkcji celu dla $L_R = 2 m$			Optymalny wariant rekuperacji
			ϕ'_{opt}	$\phi'_{A opt}$	$\phi'_{G opt}$	
500	1,0	2	0,070	0,070	0,019	A
		4	0,092	0,097	0,025	
		6	0,098	0,108	0,027	
		8	0,102	0,118	0,028	
	1,4	2	0,090	0,091	0,029	A
		4	0,110	0,112	0,035	
		6	0,116	0,120	0,037	
		8	0,119	0,124	0,039	
700	1,0	2	0,129	0,132	0,038	A
		4	0,148	0,169	0,042	
		6	0,155	0,182	0,043	
		8	0,158	0,189	0,043	
	1,4	2	0,162	0,160	0,054	A
		4	0,182	0,191	0,058	
		6	0,187	0,201	0,059	
		8	0,192	0,206	0,060	
900	1,0	2	0,204	0,214	0,050	A
		4	0,202	0,239	0,052	
		6	0,228	0,247	0,053	
		8	0,231	0,251	0,053	
	1,4	2	0,248	0,252	0,070	A
		4	0,266	0,285	0,072	
		6	0,272	0,296	0,073	
		8	0,276	0,301	0,073	

następnie metodę opisaną w punkcie 7.2.1 określono optymalne warianty rekuperacji. W przypadku słuszności relacji (7.6) wyznaczono ponadto zakresy optymalnego stosowania zespołu rekuperatorów.

Wartości funkcji celu ϕ'_{opt} , $\phi'_{A opt}$ oraz $\phi'_{G opt}$ odpowiadające zasilaniu pieców poszczególnymi paliwami gazowymi, dla analizowanych kombinacji parametrów eksploatacyjnych przedstawiono przykładowo dla $L_R = 2 m$ w tablicach 10-14. W tablicach tych podano również optymalne warianty rekuperacji

cji oraz określono dla $L_R = 1, 2, 3 m$ orientacyjne wartości iloczynów równoekonomicznych strumieni $\dot{P}_{0 r}$ paliwa oraz jego wartości opałowej W_d . W tabelicy przyjęto następujące oznaczenia literowe optymalnych wariantów rekuperacji:

- A - należy stosować pojedynczy rekuperator powietrza,
- G - należy stosować pojedynczy rekuperator paliwa,
- AZ - w zależności od strumienia $\dot{P}_{0 r}$ paliwa optymalnym wariantem jest pojedynczy rekuperator powietrza lub zespół rekuperatorów,
- GZ - w zależności od strumienia $\dot{P}_{0 r}$ należy stosować pojedynczy rekuperator paliwa lub zespół rekuperatorów.

Podane w tablicach strumienie $\dot{P}_{0 r}$ W_d energii chemicznej paliwa pozwalają na porównanie zakresów zalecanego stosowania powietrzno-paliwowych zespołów przy zasilaniu pieców różnymi rodzajami paliw.

7.3. Warunek konieczny opłacalności rekuperacji

Warunkiem koniecznym opłacalności stosowania rekuperacji jest uzyskiwanie, dzięki niej dodatnich wartości rocznego efektu ekonomicznego. Po wykorzystaniu bezwymiarowej postaci (5.9), (5.10), (5.12) rocznego efektu ekonomicznego oraz uwzględnieniu równań (7.4) powyższy warunek sprowadza się, w zależności od wariantu rekuperacji, do spełnienia następujących nierówności:

- dla zespołu rekuperatorów

$$\Omega < \phi', \quad (7.10a)$$

- dla pojedynczego rekuperatora C-tego czynnika

$$\Omega_C < \phi'_C, \quad (C = A, G). \quad (7.10b)$$

Dla ustalonych parametrów eksploatacyjnych i ograniczeń wyrażenia ϕ' i ϕ'_C są zależne odpowiednio od Θ_A i Θ_G oraz od Θ_C . Natomiast wyróżniki Ω i Ω_C są stałe. Maksymalne wartości funkcji ϕ' i ϕ'_C uzyskuje się dla optymalnych wartości wspomnianych przyrostów względnych. Jeżeli więc dla powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów

$$\Omega > \phi'_{opt} \quad (7.11a)$$

to stosowanie tego wariantu rekuperacji jest nieopłacalne. Z kolei, o nieopłacalności stosowania pojedynczego rekuperatora C-tego czynnika świadczy spełnienie nierówności

$$\Omega_C > \phi'_C opt \quad (7.11b)$$

Zależności (7.11a), (7.11b), traktowane jako równania, określają warunki graniczne celowości stosowania rekuperacji.

Istotny wpływ na opłacalność rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej mają parametry eksploatacyjne pieca. Przy stałej jakości paliwa o granicy opłacalności decydują: strumień \dot{P}_0 paliwa, nadwyżka Δt_{s0} temperatury spalin ponad temperaturą otoczenia oraz roczny czas τ_m wykorzystania średniej wydajności pieca. Dla każdego z wariantów rekuperacji, z odpowiedniego warunku granicznego, wynika jednoznaczna zależność między wyżej wymienionymi parametrami. Umożliwia ona określenie decydującej o opłacalności minimalnej wartości jednego z parametrów dla założonych parametrów pozostałych. Postać warunków granicznych jest szczególnie dogodna do wyznaczenia granicznego (minimalnego) strumienia $\dot{P}_{0\text{ gr}}$ paliwa. Po uwzględnieniu definicji Ω i Ω_C oraz równań (7.11a) i (7.11b) w zależności od wariantu rekuperacji uzyskuje się:

- dla powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów

$$\dot{P}_{\text{min}} = \frac{\xi(I_{\text{OA}} + I_{\text{OG}})}{\tau_m e_G \phi_{\text{opt}}}, \quad (7.12a)$$

- dla pojedynczego rekuperatora C-tego czynnika

$$\dot{P}_{\text{C min}} = \frac{\xi I_{\text{OC}}}{\tau_m e_G \phi_{\text{C opt}}}. \quad (7.12b)$$

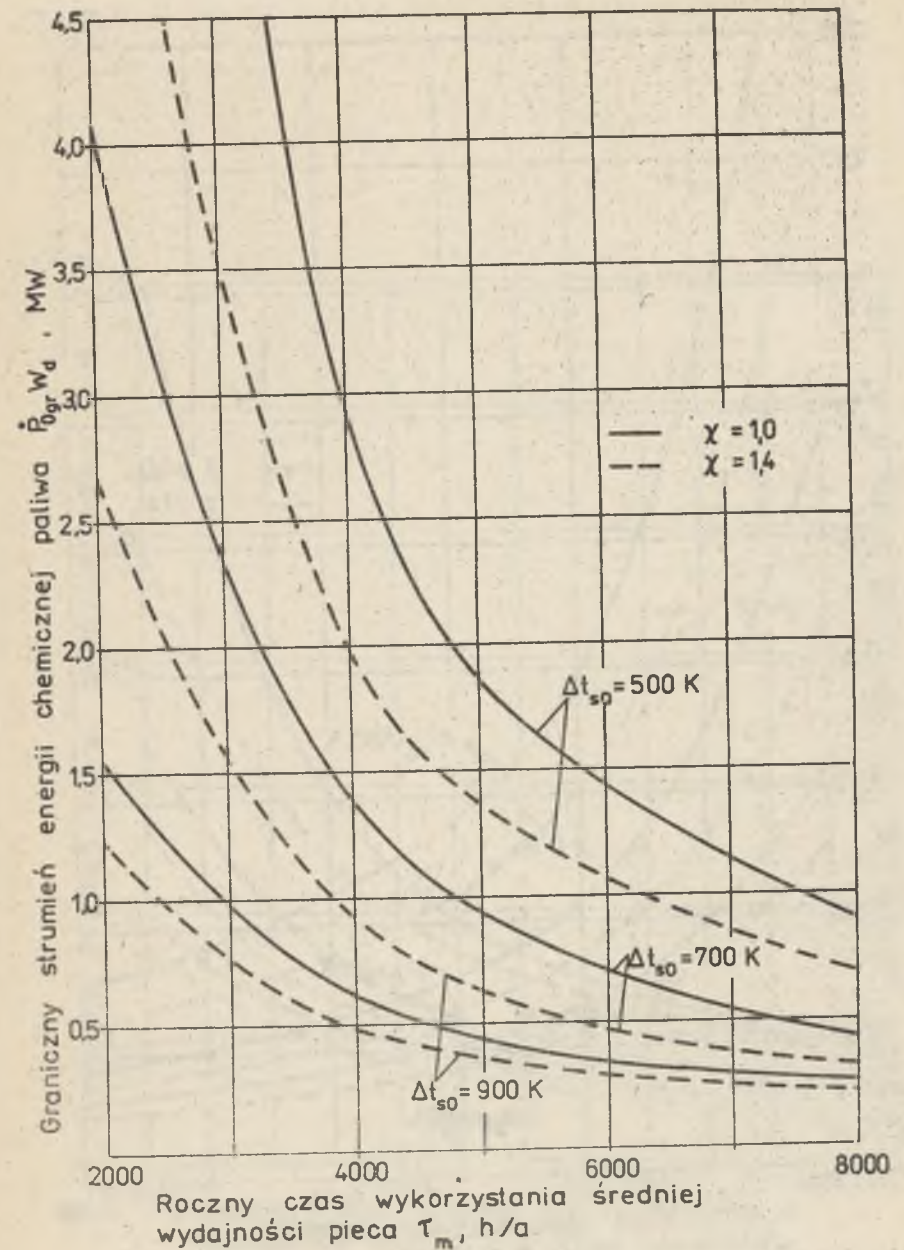
Graniczna wartość strumienia $\dot{P}_{0\text{ gr}}$ wynika z warunku

$$\dot{P}_{0\text{ gr}} = \min [\dot{P}_{\text{min}}, \dot{P}_{\text{A min}}, \dot{P}_{\text{G min}}] \quad (7.13)$$

Przy przeprowadzeniu analiz porównawczych dotyczących zasilania pieców różnymi rodzajami paliw gazowych zamiast strumienia $\dot{P}_{0\text{ gr}}$ korzystniej jest wyznaczać strumień $\dot{P}_{0\text{ gr}} W_d$ energii chemicznej paliwa.

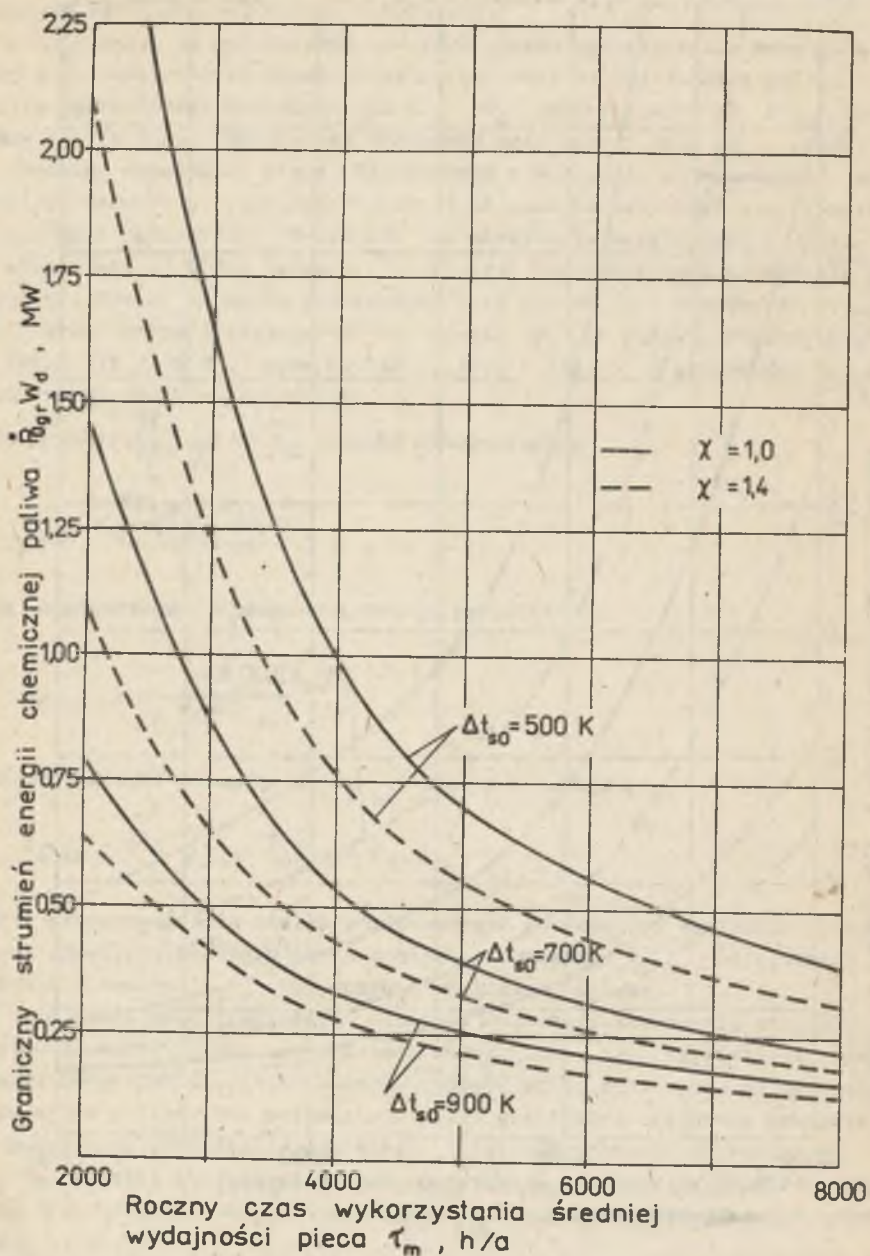
W celu określenia granicznych warunków celowości stosowania rekuperacji przeprowadzono obliczenia numeryczne. Stwierdzono, że przy zasilaniu pieców gazem wielkopieczowym graniczne warunki odpowiadają stosowaniu pojedynczego rekuperatora paliwa. Dla pozostałych paliw granicznym wariantem rekuperacji jest pojedynczy rekuperator powietrza. Zależność granicznych strumieni $\dot{P}_{0\text{ gr}} W_d$ energii chemicznej paliwa od czasu τ_m , liczby χ rozkładu temperatury oraz nadwyżki Δt_{s0} temperatury spalin przedstawiono na rysunkach 39-43.

Najmniej korzystne, w aspekcie opłacalności rekuperacji, warunki eksploatacyjne występują w piecach małych ($\dot{P}_0 W_d < 2,5$ MW) i dlatego krzywe pokazane na rysunkach odpowiadają rekuperatorom wykonanym z rur o długości $L_R = 1$ m.



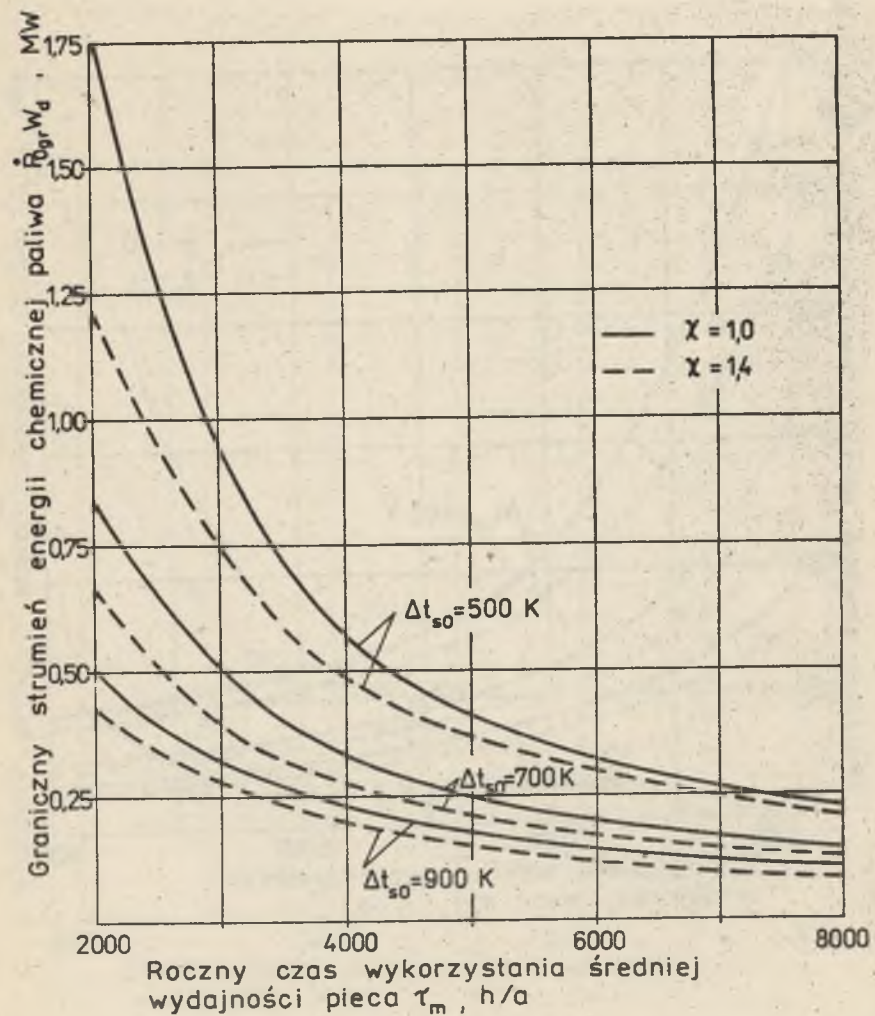
Rys. 39. Graniczny strumień energii chemicznej gazu wielkopieczowego ze względu na opłacalność rekuperacji

Fig. 39. Limiting blast furnace gas chemical energy flux due to recuperation worthwhileness



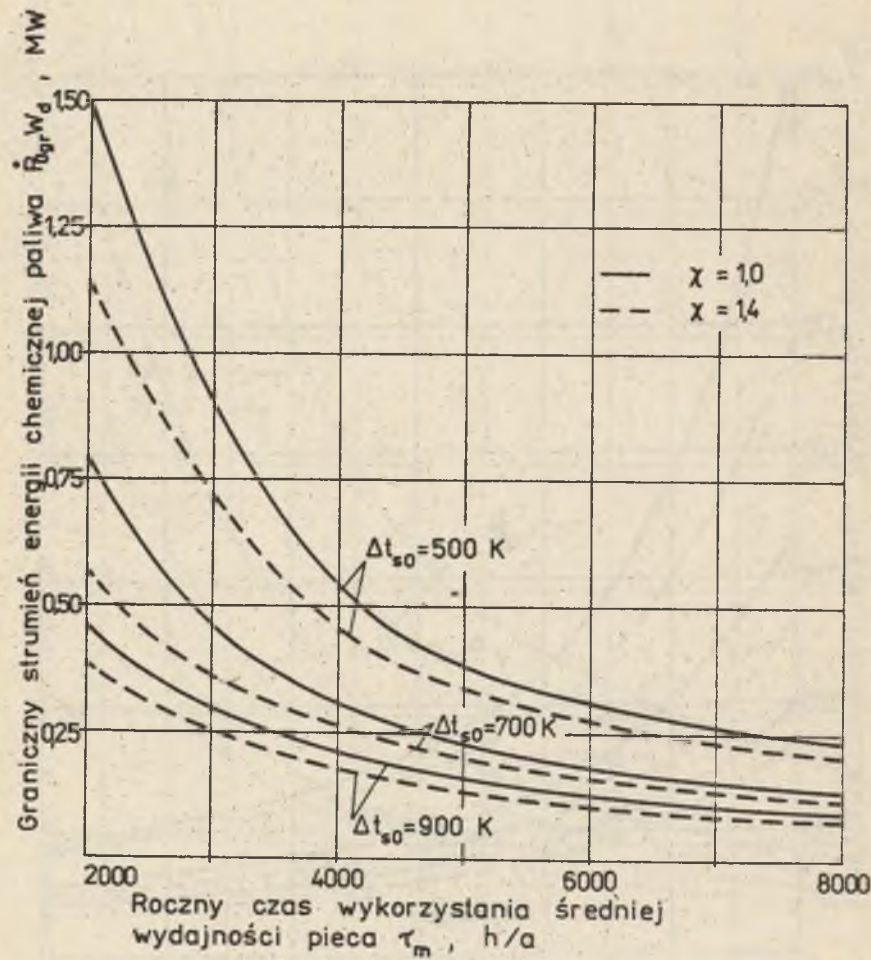
Rys. 40. Graniczny strumień energii chemicznej gazu mieszanego ze względu na opłacalność rekuperacji

Fig. 40. Limiting mixed gas chemical energy flux due to recuperation worthwhileness

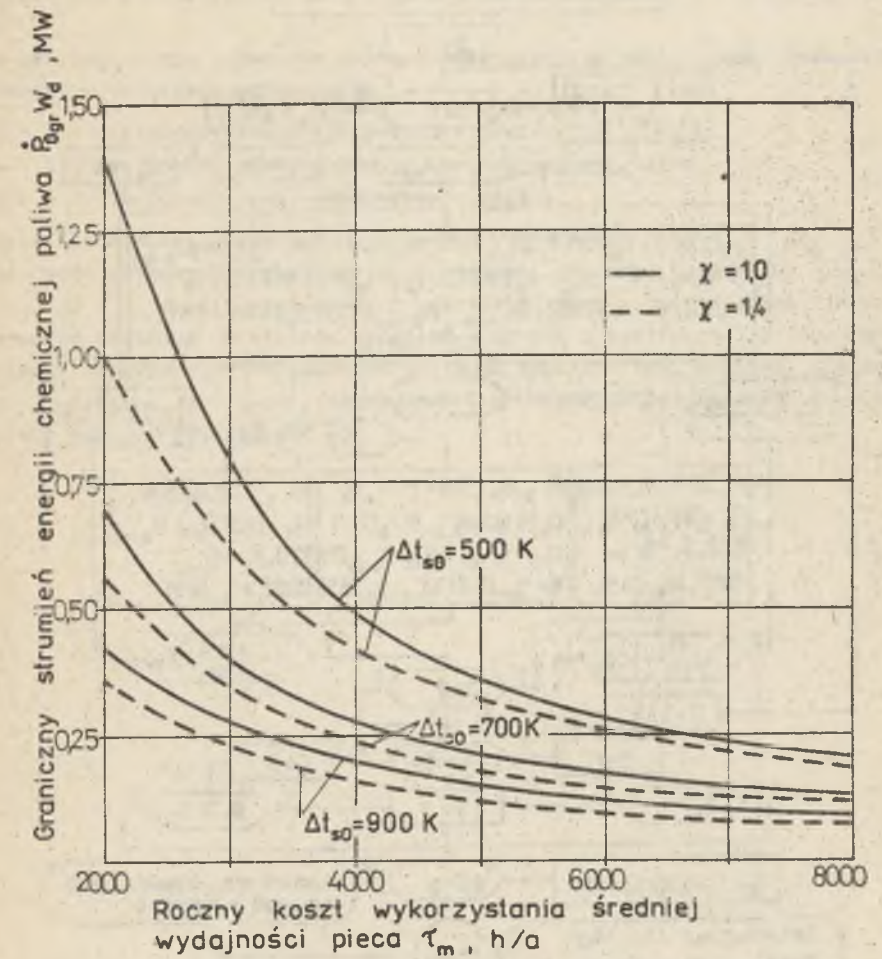


Rys. 41. Graniczny strumień energii chemicznej gazu koksowniczego ze względu na opłacalność rekuperacji

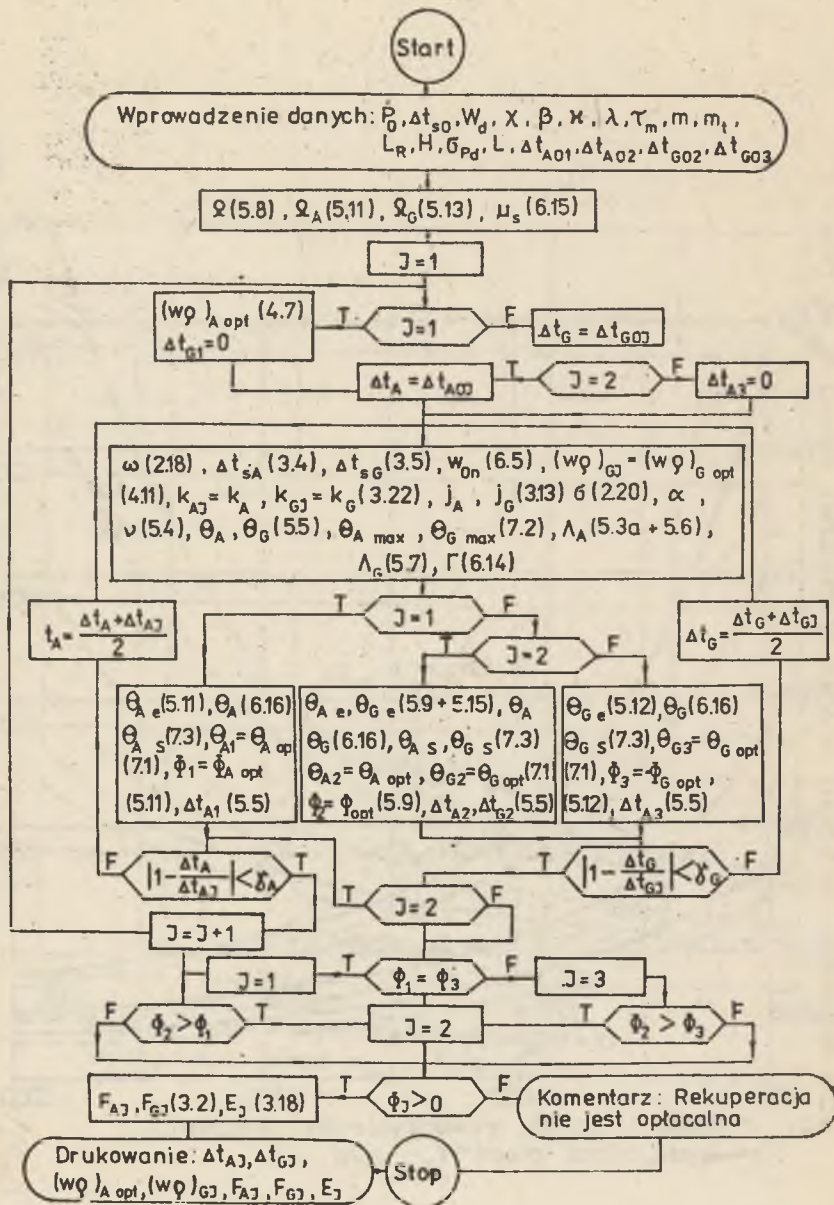
Fig. 41. Limiting coke-oven gas chemical energy flux due to recuperation worthwhileness



Rys. 42. Graniczny strumień energii chemicznej gazu ziemnego zaazotowanego ze względu na opłacalność rekuperacji
 Fig. 42. Limiting lean natural gas chemical energy flux due to recuperation worthwhileness



Rys. 43. Graniczny strumień energii chemicznej gazu ziemnego wysokometanowego ze względu na opłacalność rekuperacji
 Fig. 43. Limiting rich natural gas chemical energy flux due to recuperation worthwhileness



Rys. 44. Algorytm obliczeń optymalizacyjnych
 Fig. 44. Optimization calculations algorithm

7.4. Algorytm obliczeń optymalizacyjnych

Dla parametrów eksploatacyjnych lub ograniczeń o wartościach różnych od przyjętych we wcześniejszych obliczeniach (w punktach 7.1.2, 7.1.3, 7.3), powinno się przeprowadzać indywidualne analizy optymalizacyjne.

Algorytm wyznaczania optymalnych przyrostów temperatury podgrzewanych czynników, wyboru najkorzystniejszego wariantu rekuperacji oraz oceny celowości stosowania rekuperacji przedstawiono na rys. 44. Obliczenia należy przeprowadzać według równań zamieszczonych w tekście opracowania. Numery odpowiednich wzorów podano za symbolami poszczególnych wyznaczanych parametrów.

W przedstawionym schemacie postępowania przyjęto następujące numery identyfikacyjne wariantów rekuperacji:

- J = 1 - dla pojedynczego rekuperatora powietrza,
- J = 2 - dla powietrzno-paliwowego zespołu rekuperatorów,
- J = 3 - dla pojedynczego rekuperatora paliwa.

Przy określaniu optymalnych przyrostów temperatury $\Delta t_{A\text{opt}}, \Delta t_{G\text{opt}}$ zastosowano iteracyjne procedury obliczeniowe. Wartości początkowe $\Delta t_{A0J}, \Delta t_{G0J}$ (J = 1, 2, 3) wyznaczanych przyrostów temperatury dogodnie jest przyjmować zbliżone do wyników obliczeń podanych w tablicach 7-9. Dla zapewnienia odpowiedniej dokładności obliczeń dopuszczalna, względna niezgodność γ_C (C = A, G) między założonymi i obliczonymi przyrostami temperatury nie powinna przekraczać 5%.

8. WNIOSKI I UWAGI KOŃCOWE

Liczne wnioski i uwagi podano przy omawianiu poszczególnych fragmentów opracowania. Dotyczyły one w szczególności spostrzeżeń wykorzystywanych następnie przy rozwiązywaniu kolejnych zagadnień będących przedmiotem pracy. Poniżej zestawiono jedynie najważniejsze wnioski o bardziej ogólnym znaczeniu.

Oszczędność paliwa, uzyskana w wyniku stosowania rekuperacji, dogodnie jest określać na podstawie uproszczonej charakterystyki pieca grzejnego. Wartość występującego w tej charakterystyce wskaźnika χ zależy od typu pieca oraz warunków jego pracy (parametrów eksploatacyjnych, stanu technicznego, poziomu obsługi). Istotny wpływ na wartość wskaźnika χ mają nie szczelności pieca. Ze wzrostem wybijania spalin z pieca wartość χ rośnie, zasysanie powietrza szkodliwego sprzyja natomiast uzyskiwaniu w piecu mniejszych wartości χ . Mogą w związku z tym wystąpić w piecu wartości $\chi < 1$. Innym powodem występowania $\chi < 1$ jest zbyt intensywna eksploatacja pieca. Wskaźnik χ może wobec tego być wykorzystywany do oceny warunków pracy pieca. Wartości $\chi < 1$ w każdym przypadku, świadczą o występowaniu nieprawidłowości w pracy pieca.

Rurowe rekuperatory konwekcyjne należy wykonywać z rur o średnicy zewnętrznej $D_z = 60,3$ mm. Średnice te należy stosować niezależnie od warunków eksploatacji rekuperatora.

Rozstaw rur w rzędzie rekuperatora konwekcyjnego powinien wynosić $s_1 = (1,75-2)D_z$. Ze względu na zwartość konstrukcji korzystne jest stosowanie $s_1 = 1,75 D_z$.

Optymalna gęstość strumienia powietrza podgrzewanego w poszczególnych rurach zależy głównie od ograniczeń lokalizacyjnych (długości pojedynczej rury). Wpływ pozostałych warunków eksploatacji na wartość iloczynu $(w\phi)_A$ opt jest nieznaczny i może być w obliczeniach technicznych pominięty. Wartości liczbowe iloczynu $(w\phi)_A$ opt mogą być określone ze wzoru (4.7) oraz z tablicy 3.

Optymalna gęstość strumienia podgrzewanego paliwa jest proporcjonalna do granicznej wartości iloczynu $(w\phi)_G$ gr [równanie (4.12)].

Wartość $(w\phi)_G$ gr zależy od ograniczeń (dopuszczalnej straty ciśnienia paliwa i długości pojedynczej rury) oraz od parametrów eksploatacyjnych. Dla warunków sprzyjających stosowaniu rekuperatorów paliwa można wartości iloczynu $(w\phi)_G$ gr obliczyć ze wzoru (4.11).

W punkcie 7 opracowania przedstawiono metodę wyznaczania:

- optymalnych przyrostów temperatury podgrzewanych czynników,
- optymalnych wariantów rekuperacji,
- granicznej wartości parametrów eksploatacyjnych decydujących o celowości stosowania rekuperacji.

Ogólny algorytm rozwiązywania powyższych zagadnień przedstawiono na rys. 44.

W praktyce przemysłowej występuje duża różnorodność wartości parametrów decydujących o ograniczeniach w procesie optymalizacji rekuperatorów (punkt 3). Dlatego szczegółowe obliczenia numeryczne przeprowadzono jedynie dla warunków najczęściej spotykanych.

Z uzyskanych rezultatów wynikają następujące wnioski:

- O optymalnych przyrostach temperatury czynników podgrzewanych w powietrzno-paliwowych zespołach rekuperatorów decydują wyłącznie ograniczenia temperaturowe (materiałowe) oraz dopuszczalne opory przepływu spalin (tablica 7).
- W przypadku pojedynczych rekuperatorów powietrza ograniczenia determinują optymalne przyrosty temperatury co najmniej dla następujących zakresów zmienności parametrów eksploatacyjnych (tablica 8):
 - przy stosowaniu gazu wielkopieczowego dla $\Delta t_{s0} > 900$ K,
 - przy stosowaniu gazu mieszanego dla $500 < \Delta t_{s0} < 700$ K i $\tau_m > 6000$ h/a oraz $\Delta t_{s0} > 700$ K i $\tau_m > 4000$ h/a,
 - przy stosowaniu pozostałych paliw dla $\tau_m > 4000$ h/a.
- Optymalne przyrosty temperatury paliwa podgrzewanego w pojedynczych rekuperatorach zależą od ograniczeń co najmniej dla następujących zakresów zmienności parametrów eksploatacyjnych (tablica 9):
 - przy stosowaniu gazu wielkopieczowego dla $\Delta t_{s0} > 900$ K i $\tau_m > 4000$ h/a,
 - przy stosowaniu gazu mieszanego dla $700 < \Delta t_{s0} < 900$ K i $\tau_m > 4000$ h/a oraz dla $\Delta t_{s0} > 900$ K,
 - przy stosowaniu pozostałych gazów dla $\Delta t_{s0} > 700$ K.Optymalne przyrosty temperatury podgrzewanych czynników podano w tablicach 7-9.
- W zależności od rodzaju paliwa spalane w piecu określono następujące optymalne warianty rekuperacji:
 - dla gazu wielkopieczowego - pojedynczy rekuperator paliwa lub zespół rekuperatorów,
 - dla gazu mieszanego - pojedynczy rekuperator powietrza lub zespół rekuperatorów,
 - dla pozostałych gazów - pojedynczy rekuperator powietrza.

Równoeconomiczne (minimalne) wartości strumieni energii chemicznej paliwa, przy których stosowanie zespołu rekuperatorów jest korzystniejsze od instalowania rekuperatorów pojedynczych podano w tablicach 11-13.

- Rodzaj paliwa zasilającego piece grzejne istotnie wpływa na graniczne strumienie energii chemicznej paliwa, określające celowość stosowania rekuperacji, jeżeli wartość opałowa paliwa spełnia warunek $W_d \leq 360 \text{ MJ/kmol}$. Dla pozostałych paliw graniczne strumienie energii nie zależą od rodzaju paliwa.

LITERATURA

- [1] Becher U.: Gasbeheizte Industrieöfen und Wärmeanlagen. VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Lipsk 1968.
- [2] Brunklaus J.H.: Industrieöfen. Bau und Betrieb. Vulkan-Verlag, Essen 1979.
- [3] Czepiel B.M.: Zżiganie gazów w topkach kotłów i pieczeni i obsłużiwani je gazowego chozjajstwa. Gaztoptiechizdat, Leningrad 1961.
- [4] Černoch S.: Die wärmetechnischen Ergebnisse der Abgaswärmenutzung bei Industrieöfen. Cz. I. Energieanwendung 1973, nr 12, str. 554-561.
- [5] Černoch S.: Die wärmetechnischen Ergebnisse der Abgaswärmenutzung bei Industrieöfen cz. II. Energieanwendung 1975, nr 12, str. 566-572.
- [6] Černoch S.: Die wärmetechnischen Gesetzmässigkeiten des Brennstoffaustausches bei Industrieöfen. Gas-Wärme International 1978, nr 4, str. 190-194.
- [7] Flux J.M., Edwards A.M.: Metallic recuperators: factors affecting the desing and performance of materials of konstruktion. Journal Iron and Steel Institut 1971, nr 1, str. 19-32.
- [8] Ghia V.V.: Récupérateurs et régénerateurs de chaleur. Editions Eyrolles, Paris-Editura Tehnică, Bucuresti 1970.
- [9] Gławiczka W.: Riekupieracjonnyje tiepłooobmienniki dlja nagriewa wozducha. Sympozjum RWPG w Pradze, t. III, ref. 11, 1984.
- [10] Gusowskij W.L., Nikoławejewa N.P.: Riekupieracja tiepła w nagriewatielných i gorniczeskich pieczach za rubieżom. Czornaja Metałłurgija 1984, nr 10, str. 17-33.
- [11] Hobler T.: Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa 1979.
- [12] Horka J.: Normy zużycia paliwa i energii jako podstawowe narzędzie oceny poziomu gospodarki energetycznej. Gospodarka Paliwami i Energia 1978, nr 4, str. 22-27.
- [13] Howard H.G.: Metallic convection recuperators and modern reheat furnaces. Metallurgia 1985, nr 4.
- [14] Ibrjajew W.S., Rozengart Ju.J. i inni: O wyborze optymalnoj powierzchni nagriewa rekuperatiwných tiepłooobmiennikow. Czornaja Metałłurgija 1983, nr 12, str. 101-103.
- [15] Idielczik J.E.: Sprawocznik po gidrawliczeskim soprotiwlieniam. Maszinostrojenie, Moskwa 1975.
- [16] Jankowski Z., Kurpisz Ł.: Obliczenia hydrauliczne wymienników ciepła. Wydawnictwa Politechniki Warszawskiej, Warszawa 1981.
- [17] Juda J., Chrościel S.: Ochrona powietrza atmosferycznego. WNT, Warszawa 1974.
- [18] Korotin A.N., Browkin Ł.A.: Optymalizacja rieżimnych i konstruktiwných parametrow kompleksa piecz-rekuperator. Czornaja Metałłurgija 1980, nr 3, str. 146-149.
- [19] Kostowski E.: Optymalizacja rekuperatora opromienigwanego zbudowanego z elementow Fielda. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1969.

- [20] Kostowski E.: Analiza czynników wpływających na zużycie paliwa podczas nagrzewania wsadu w piecu wglębnym. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej. Energetyka z. 49, Gliwice 1973.
- [21] Kostowski E.: Thermodynamische Analyse des Erwärmungsprozesses von metallischem Einsatz. Neue Hütte 1986, nr 12, str. 464-467.
- [22] Kostowski E.: Przepływ ciepła. Skrypt 1293 Politechniki Śląskiej, Gliwice 1986.
- [23] Kozioł J., Składzień J.: Wyznaczenie zależności współczynnika przenikania ciepła od czasu pracy dla rekuperatorów igłowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 50, Gliwice 1974, str. 43-49.
- [24] Kozioł J.: Optymalizacja rekuperatorów konwekcyjnych. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1974.
- [25] Kozioł J.: Charakterystyka energetyczna dwustrefowego hutniczego pieca przeciwprądowego. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 54, Gliwice 1975, str. 159-162.
- [26] Kozioł J.: Optimale Konstruktionsparameter eines Röhrenluftrekuperators. Energieanwendung 1975, nr 3, str. 71-74.
- [27] Kozioł J.: Zakres opłacalności stosowania rekuperatorów. Gospodarka Paliwami i Energią 1979, nr 10, str. 28-30.
- [28] Kozioł J.: Wartość opałowa jako parametr charakteryzujący jakość paliwa gazowego. Hutnik 1980, nr 8-9, str. 336-340.
- [29] Kozioł J.: Wpływ cech konstrukcyjno-eksploatacyjnych pieca na efekty rekuperacji. Materiały konferencyjne XI Zjazdu Termodynamików, 1981, str. 303-307.
- [30] Kozioł J.: Wpływ sposobu działania pieca przemysłowego na efekty rekuperacji. Hutnik 1981, nr 11-12, str. 493-496.
- [31] Kozioł J.: Ograniczenie powierzchni rurowych rekuperatorów konwekcyjnych wynikające z dyspozycyjnego ciągu kominowego. Gospodarka Paliwami i Energią 1981, nr 11-12, str. 8-10.
- [32] Kozioł J.: Parametry konstrukcyjne typowych segmentów rekuperatorów rurowych. Materiały konferencyjne międzynarodowego sympozjum "Interenergomet 85", 1985, str. 33-42.
- [33] Kozioł J.: Wpływ parametrów eksploatacyjnych pieca na opłacalność stosowania rekuperacji oraz na optymalne przyrosty temperatury czynników. Hutnik 1985, nr 10, str. 270-273.
- [34] Kuratow T.: Nowoczesne rozwiązania konstrukcyjne rekuperatorów. Wiadomości Hutnicze 1973, nr 4, str. 122-130.
- [35] Mikulski W., Motak M.: Analiza czynników wpływających na zużycie paliwa w piecach grzejnych. Praca dyplomowa wykonana pod kierunkiem J. Kozioła, Gliwice 1986.
- [36] Mrowiec S., Weber S.: Nowoczesne materiały żaroodporne. WNT, Warszawa 1982.
- [37] Nadziakiewicz J., Rudnicki Z.: Numeryczny opis procesów cieplnych w piecu grzejnym o działaniu ciągłym. Archiwum Hutnictwa 1981, nr 4, str. 637-649.
- [38] Norma branżowa BN/2745-06. Piece grzewcze, kominy, wymiary nominalne.
- [39] Ocena istniejących rekuperatorów i analiza porównawcza. Praca Instytutu Techniki Ciepłej Politechniki Śląskiej w Gliwicach, etap c1, zadania 5.2.01.01.PR-8, Gliwice 1983.
- [40] Pesat V.: Wytrzymałość stali żaroodpornej w atmosferach piecowych rekuperatorów pieców wglębnych. Hutnik (Praga) 1978, nr 9, str. 333-342 (tłumaczenie IMZ Gliwice).
- [41] Piotrowski R.: O potrzebie rzeczywistego rozkładu parametrów termodynamicznych w rekuperatorach rurowych. Hutnik 1982, nr 11-12, str. 231-233.

- [42] Piotrowski R., Kukla B.: Problemy eksploatacyjne rekuperatorów rurowych. Hutnik 1981, nr 4, str. 198-202.
- [43] Rudnicki Z.: Zastosowanie metody Monte-Carlo do wyznaczania pola temperatur w przestrzeni roboczej pieca grzejnego. Praca doktorska. Politechnika Śląska, Gliwice 1972.
- [44] Rachunek wyrównawczy w technice cieplnej. Praca zbiorowa pod redakcją J. Szarguta. PAN, Wrocław, Warszawa, Kraków 1984.
- [45] Schack K.: Fragen der Optimierung bei der rekuperativen Abwärmerückgewinnung. Gas-Wärme International 1978, nr 4, str. 190-195.
- [46] Schack K.: Entwicklung beim Bau von Rekuperatoren an Tieföfen. Materiały konferencyjne międzynarodowego sympozjum "Interenergomet 83", 1983, str. 14-22.
- [47] Siemienienko N.A., Kuperman L.I. i inni: Wtoriczyne eniergoriesursy i eniergotekhnologiczieskoje kombinowanije w promysliennosti. Izdatel. Obiedinienija "Wissza Szkoła", Kijew 1979.
- [48] Senkara T.: Wärmetechnische Rechnungen für gas- und ölbeheizte Wärmeöfen. Vulkan-Verlag, Essen 1977.
- [49] Senkara T.: Wärmewirkungsgrade und Temperatur gütegrade von Wärmeöfen. Gas-Wärme International 1978, nr 4, str. 200-204.
- [50] Senkara T.: Obliczenia cieplne pieców grzewczych w hutnictwie. Śląsk, Katowice 1981.
- [51] Składzień J.: Zależności bezwymiarowej temperatury podgrzania od bezwymiarowej powierzchni grzejnej dla najczęściej stosowanych typów rekuperatorów konwekcyjnych. Hutnik 1974, nr 10, str. 507-512.
- [52] Sprawocznik konstruktora pieczyń prokatnego proizwodstwa. Praca zbiorowa pod redakcją W.M. Tymczoka. Mietałurgija 1970.
- [53] Szargut J.: Użyteczne efekty rekuperacji w przeciwprądowych piecach grzejnych. Gospodarka Paliwami i Energią 1968, nr 1, str. 8-10.
- [54] Szargut J.: Gospodarka cieplna w hutnictwie. Śląsk, Katowice 1971.
- [55] Szargut J., Kozioł J.: Vereinfachte Optimierungsmethode konvektiver Rekuperatoren. Fachberichte 1977, nr 5, str. 434-436.
- [56] Szargut J., Kozioł J.: Optimierung der Anzahl und des Durchmesser der Rohre eines konvektiven Rekuperators. Fachberichte 1979, nr 4, str. 248-251.
- [57] Szargut J., Kozioł J.: Uogólniona metoda optymalizacji zespołu rekuperatorów rurowych powietrza i paliwa gazowego. Archiwum Energetyki 1981, nr 1, str. 77-91.
- [58] Szargut J., Kozioł J.: Wpływ nieszczelności pieca grzejnego i kanałów spalinowych na efekty rekuperacji. Archiwum Energetyki 1982, nr 3-4, str. 203-209.
- [59] Szargut J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
- [60] Szargut J.: Wpływ nieszczelności pieca grzejnego i kanałów spalinowych na zużycie paliwa. Gospodarka Paliwami i Energią. 1983, nr 1, str. 14-17.
- [61] Szargut J., Kozioł J., Majza E.: Analiza możliwości zmniejszenia zużycia paliwa w piecach grzejnych, cz. II. Gospodarka Paliwami i Energią 1984, nr 12, str. 7-11.
- [62] Szargut J.: Optymalizacja wielkości rekuperatora przy zmiennej jakości paliwa. Archiwum Energetyki 1985, nr 2, str. 99-110.
- [63] Szargut J., Kozioł J., Majza E.: Excessive gas consumption in furnaces due to incorrect air excess and to leaks in the system. Gas-Wärme International 1986, nr 8, str. 423-427.
- [64] Tiebienkow B.P.: Riekuperatory dlja promysliennych pieczyń. Mietałurgija, Moskwa 1975.

- [65] Trappe U.: Energieersparnisse durch Ausnutzung der Restwärme bei hütten-technischen Produktionsprozessen. Gas-Wärme International 1978, nr 4, str. 184-190.
- [66] Wilk K.: Badania dyfuzyjnych palników gazowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka z. 85, Gliwice 1984.
- [67] Wiśniewski T.: Określenie i optymalizacja aerodynamiki hutniczych rekuperatorów rurowych typu "U". Praca doktorska. Politechnika Śląska, Katowice 1979.
- [68] Wiśniewski T., Michałowski M.: Optymalizacja przepływu powietrza w hutniczych rekuperatorach typu "U". Hutnik 1980, nr 4, str. 157-167.
- [69] Wytyczne obliczenia stanu zanieczyszczenia powietrza atmosferycznego. Polskie Zrzeszenie Inżynierów i Techników Sanitarnych, Warszawa 1981/1983.
- [70] Vlček V., Morávková L.: Zkušební zpráva z provozu kovových rekuperátorů u hlubných pecí NHKKG. Hutník (Praga) 1980, nr 5, str. 177-180.
- [71] Залогин Н.Т., Кропп Л.И., Кострикин Я.М.: Энергетика и охрана окружающей среды. Энергия, Москва 1979.

UOGÓLNIANA ANALIZA WPŁYWU OGRANICZEŃ
NA OPTYMALIZACJĘ KONWEKCYJNYCH REKUPERATORÓW RUROWYCH

S t r e s z c z e n i e

W pracy przedstawiono metodę optymalizacji rurowych rekuperatorów konwekcyjnych. Optymalizacja dotyczy: wewnętrznych parametrów rekuperatorów (średnic rur, gęstości strumienia powietrza i paliwa w pojedynczych elementach), przyrostów temperatury podgrzania czynników oraz wariantu rekuperacji.

Przeprowadzono szczegółową ocenę wpływu ograniczeń na optymalizowane parametry. Uwzględniono przy tym: ograniczenia sumarycznych oporów przepływu spalin ze względu na ciśnienie spalin w piecu, dopuszczalne opory przepływu paliwa przez rekuperator, warunki lokalizacji rekuperatora w ciągu spalinywym oraz dopuszczalną temperaturę czynników ze względu na właściwości materiału rur.

Stwierdzono, że ograniczenia w każdym przypadku wpływają na parametry konstrukcyjne rekuperatorów, często zaś determinują zakres rekuperacyjnego wykorzystania energii odpadowej.

Wpływ rekuperacji na oszczędność paliwa i temperaturę spalin odpływających z pieca określono przy wykorzystaniu empirycznego wskaźnika χ rozkładu temperatury w piecu. Wartość wskaźnika χ wyznaczono metodą specjalnego pomiaru (dla 6 pieców) oraz metodą statystyczną (dla 7 pieców). Przeprowadzono ocenę wpływu typu i warunków działania pieca na wartość tego wskaźnika.

W wyniku wielowariantowych obliczeń stwierdzono, że w krajowych warunkach optymalna średnica zewnętrzna rur rekuperatora wynosi $D_2 = 60,3$ mm. Wartość ta nie zależy od warunków eksploatacji pieca i rekuperatora. Opracowano wzory aproksymacyjne (4.7), (4.11) umożliwiające określenie optymalnej gęstości strumienia podgrzewanych czynników w zależności od ograniczeń i parametrów eksploatacyjnych.

W pracy podano optymalne przyrosty temperatury podgrzewanych czynników (tablica 7-9) oraz optymalne warianty rekuperacji (tablice 11-13) dla najczęściej spotykanych ograniczeń i parametrów eksploatacyjnych pieców grzejnych i rekuperatorów. Przedstawiono ponadto algorytm wyznaczania powyższych przyrostów temperatury oraz wariantu rekuperacji dla warunków różnych od uwzględnionych w obliczeniach.

Rekuperacja należy do najbardziej efektywnych sposobów wykorzystania energii odpadowej. Użyteczne efekty rekuperacji zależą głównie od typu pie-

ca, strumienia i rodzaju spalanego paliwa, температуры spalin odpływających z pieca oraz czasu wykorzystania jego średней wydajności. Для определённых warunków eksploatacji stosowanie rekuperacji może być nieopłacalne. W pracy wyznaczono (rys. 41-45) graniczne (minimalne) strumienie energii chemicznej paliwa ze względu na opłacalność stosowania rekuperacji.

Przedstawione w opracowaniu metody analiz optymalizacyjnych oraz wyniki przeprowadzonych obliczeń numerycznych umożliwiają ocenę celowości stosowania rekuperacji oraz określenie najkorzystniejszych parametrów konstrukcyjnych rekuperatorów konwekcyjnych.

ОБЩЕНЫЙ АНАЛИЗ ВЛИЯНИЯ ОГРАНИЧЕНИЙ НА ОПТИМИЗАЦИЮ КОНВЕКЦИОННЫХ ТРУБЧАТЫХ РЕКУПЕРАТОРОВ

Резюме

В работе представлен метод оптимизации трубчатых конвекционных рекуператоров. Оптимизация касается: внутренних параметров рекуператоров (диаметров труб, плотности потока воздуха и топлива в отдельных элементах), приростов температуры подогрева факторов, а также варианта рекуперации.

Проведена подробная оценка влияния ограничений на оптимизированные параметры. При этом учитывались: ограничение суммарных сопротивлений течению дымовых газов с точки зрения давления дымовых газов в печи, допустимые сопротивления течению топлива через рекуператор, условия размещения рекуператора по ходу дымовых газов, а также допустимая температура факторов с точки зрения свойств материала труб.

Сделаны выводы, что ограничения в каждом случае влияют на конструктивные параметры рекуператоров, и часто определяют диапазон рекуперативного использования отбрасной энергии.

Влияние рекуперации на экономию топлива и температуру дымовых газов отводимых от печи определено с использованием эмпирического показателя χ распределения температуры в печи. Величина показателя χ была определена методом специального измерения (для 6 печей) и статистическим методом (для 7 печей). Проведена оценка влияния типа и условий работы печи на величину этого показателя.

В результате многовариантных расчётов констатировалось, что в польских условиях оптимальный наружный диаметр труб рекуператора составляет $D_{\text{н}} = 60,3$ мм. Эта величина не зависит от условий эксплуатации печи и рекуператора. Разработаны аппроксимирующие формулы (4.7), (4.11) позволяющие определять оптимальную плотность потоков подогреваемых факторов в зависимости от ограничений и эксплуатационных условий.

В работе указаны оптимальные приросты температуры подогреваемых факторов (таблицы 7-9), а также оптимальные варианты рекуперации (таблицы 11-13) для наиболее часто встречаемых ограничений и эксплуатационных параметров нагревательных печей и рекуператоров. Кроме того представлен алгоритм определения указанных приростов температуры и варианта рекуперации для условий отличающихся от учитываемых в расчётах.

Рекуперация принадлежит к наиболее эффективным способам использования отбрасной энергии. Полезные эффекты рекуперации зависят в основном от типа печи, потока и вида сжигаемого топлива, температуры дымовых газов отводи-

ных от печи, а также времени использования её средней производительности. Для определённых условий эксплуатации применение рекуперации может оказаться некупаемым. В работе определены (рис. 41-45) предельные (минимальные) потоки химической энергии топлива с точки зрения окупаемости применения рекуперации.

Представленные в работе методы оптимизационных анализов, а также результаты проведённых численных расчётов позволяют оценить целесообразность применения рекуперации и определить наиболее благоприятные конструктивные параметры конвекционных рекуператоров.

GENERALIZED ANALYSIS OF A LIMITATIONS INFLUENCE
ON AN OPTIMIZATION OF CONVECTIVE TUBULAR RECUPERATORS

S u m m a r y

In the paper a method of tubular convective recuperators optimization is presented. The optimization relates to: recuperators inner parameters (tube diameters, density of air and fuel gas streams in single elements), increases of agents temperatures and recuperation variants.

The detail estimate of limitations influencing the optimized parameters is performed. The following limitations have been taken into account: limitation of total combustion gas flow resistance with regard to the combustion gas pressure inside the furnace, admissible resistance of combustion gas flow through the recuperator, conditions of recuperator location in combustion gas run and admissible agents temperature with regard to the tube materials properties.

It has been confirmed that in each case the limitations have an influence on constructional parameters of recuperators and quite often they determine the range of recuperation utilization of waste energy.

The recuperation influences on fuel economy and temperature of combustion gas flowing out of a furnace have been determined using empirical temperature distribution coefficient χ . The values of coefficient χ have been determined applying a method of special measurement (for 6 furnaces) and a statistic method (for 7 furnaces). The estimation of the influence of type and operation conditions of furnaces on the value of this coefficient has been performed.

As a result of multivariant calculations it has been stated that in Polish conditions the optimum outer diameter of recuperator pipes is $D_z = 60,3$ mm. This value does not depend on conditions of furnace and recuperator operating. The approximation formulas (4.7) and (4.11) which enable determining the optimum densities of heated agents streams as functions of limitations and operating parameters has been derived.

The optimum increases of heated agents temperatures (Table 7-9) and optimum variants of recuperation (Table 11-13) for the most often appearing limitations and operating parameters of heating furnaces and recuperators are given in this paper. It has been presented also an algorithm for determining the temperature increases as before as well as recuperation variants for the conditions which are different from the ones assumed during calculations.

The recuperation is one of the most efficient manners of waste energy utilization. The useful effects of recuperation mainly depend on the furnace type, stream and kind of fuel being burned, temperature of combustion gas flowing out of the furnace and a time of utilization of its average capacity. Using the recuperation may not be profitable for some operating conditions. In the paper (Figs. 41-45) the limiting (minimum) streams of fuel chemical energy making the recuperation profitable are determined.

The methods of optimization analyses presented in this paper as well as the results of performed numerical calculations enable one to estimate the suitability of recuperation using and determining the most profitable constructional parameters of convective recuperators.



P.3349/88/103

**WYDAWNICTWA NAUKOWE I DYDAKTYCZNE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ
MOŻNA MAREĆ W NASTĘPUJĄCYCH PLACÓWKACH:**

- 44-100 Gliwice — Księgarnia nr 098, ul. Konstytucji 14 b
44-100 Gliwice — Spółdzielnia Studencka, ul. Wrocławska 4 a
40-950 Katowice — Księgarnia nr 015, ul. Żwirki i Wigury 33
40-098 Katowice — Księgarnia nr 005, ul. 3 Maja 12
41-900 Bytom — Księgarnia nr 048, Pl. Kościuszki 10
41-500 Chorzów — Księgarnia nr 063, ul. Wolności 22
41-300 Dąbrowa Górnicza — Księgarnia nr 081, ul. ZBoWiD-u 2
47-400 Racibórz — Księgarnia nr 148, ul. Odrzańska 1
44-200 Rybnik — Księgarnia nr 162, Rynek 1
41-200 Sosnowiec — Księgarnia nr 181, ul. Zwycięstwa 7
41-800 Zabrze — Księgarnia nr 230, ul. Wolności 288
00-901 Warszawa — Ośrodek Rozpowszechniania Wydawnictw Naukowych PAN —
Pałac Kultury i Nauki
Wszystkie wydawnictwa naukowe i dydaktyczne zamawiać można poprzez Składnicę
Księgarską w Warszawie, ul. Mazowiecka 9.