

**ZESZYTY
NAUKOWE
POLITECHNIKI
ŚLĄSKIEJ**

MAREK PRONOBIS

**WYMIANA CIEPŁA
W ZANIECZYSZCZONYCH
POWIERZCHNIACH
KONWEKCYJNYCH KOTŁÓW**



P. 3349 / 92

ENERGETYKA

**Z. 115
GLIWICE
1992**

POLITECHNIKA ŚLĄSKA

ZESZYTY NAUKOWE

Nr 1162



P. 3349 / 92

MAREK PRONOBIS

**WYMIANA CIEPŁA
W ZANIECZYSZCZONYCH
POWIERZCHNIACH
KONWEKCYJNYCH KOTŁÓW**

GLIWICE

1992

OPINIODAWCY

Prof. dr hab. inż. Władysław Gajewski
Prof. dr hab. inż. Edward Kostowski

KOLEGIUM REDAKCYJNE

REDAKTOR NACZELNY — Prof. dr hab. inż. Jan Bandrowski
REDAKTOR DZIAŁU — Doc. dr hab. inż. Zbigniew Rudnicki
SEKRETARZ REDAKCJI — Mgr Elżbieta Leško

REDAKCJA

Mgr Roma Łoś

REDAKCJA TECHNICZNA

Alicja Nowacka

Wydano za zgodą
Rektora Politechniki Śląskiej

PL ISSN 0372-9796

Wydawnictwo Politechniki Śląskiej
ul. Kujawska 3, 44-100 Gliwice

Nakł. 150+83 Ark. wyd. 12,4 Ark. druk. 11,635 Papier offset. kl.III 70x100, 80g
Oddano do druku 31.03.92 Podpis. do druku 24.08.92 Druk ukończ. w listopadzie 1992
Zam. 139/92 Cena zł 17 400,—

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

P 59 / 93

SPIS TREŚCI

	Str.
1. WSTĘP	12
2. SYSTEMATYKA KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH	14
3. WYZNACZANIE DOKŁADNOŚCI OBLICZEŃ WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA W KOTŁOWYCH PĘCZKACH KONWEKCYJNYCH	20
3.1. Ocena dokładności wyznaczania konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła przy poprzecznym omywaniu pęczków rur	23
3.2. Określenie dokładności wyznaczania radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła	29
3.3. Dokładność wyznaczania konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła wewnątrz rur	39
3.4. Ocena dokładności obliczania współczynnika przenikania ciepła	41
3.5. Zweryfikowane wzory obliczeniowe	44
4. OBLICZENIA AERODYNAMICZNE KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH	50
4.1. Zestawienie wzorów do obliczania liczby oporu przy poprzecznym omywaniu pęczków rur	52
5. CHARAKTERYSTYKA OSADÓW POPIOŁU ORAZ ICH WPŁYW NA WYMIANĘ CIEPŁA	55
5.1. Wprowadzenie	55
5.2. Systematyka osadów	55
5.3. Fizykochemiczne podstawy tworzenia się osadów popiołu	58
5.4. Charakterystyka osadów występujących na powierzchniach konwekcyjnych badanych kotłów	68
5.5. Zasadnicze własności kotłowych osadów popiołowych	78
5.6. Dotychczasowe metody obliczania współczynnika przenikania ciepła dla pęczków zanieczyszczonych	82
5.7. Wpływ kształtu osadu na konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła	87
5.8. Wpływ kształtu osadu na radiacyjny współczynnik wnikania ciepła	99
5.9. Współczynniki przenikania ciepła dla pęczków zanieczyszczonych	107

5.10. Weryfikacja doświadczalna metody obliczeń	118
5.11. Uproszczona metoda wyznaczania stopnia efektywności	121
5.12. Współzależność między powstawaniem osadów popiołu i erozją rur	125
5.13. Wnioski	128
6. OPTIMALIZACJA KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH	131
6.1. Funkcja celu i kryteria optymalizacji	131
6.2. Koszty jednostkowe	134
6.3. Zakres obliczeń	141
6.4. Dobór optymalnej postaci geometrycznej pęczków	145
7. PODSUMOWANIE	166
LITERATURA	167
STRESZCZENIA	175

453/53

CONTENTS

	Page
1. INTRODUCTION	12
2. SPECIFICATION OF CONVECTION BOILER SURFACES	14
3. EXACTITUDE OF THE OVERALL HEAT TRANSFER COEFFICIENT CALCULATION ...	20
3.1. Exactitude of the convection heat transfer coefficient	23
3.2. Exactitude of the radiation coefficient calculations	29
3.3. Exactitude of the convection coefficient on the inside tube wall	39
3.4. Exactitude of the overall heat transfer coefficient	41
3.5. Calculation formulas	44
4. FLOW RESISTANCE FACTOR CALCULATION FOR CONVECTION BOILER SURFACES	50
4.1. Correlations for resistance factor calculation by crossflow tube banks	52
5. EFFECT OF ASH DEPOSITS UPON THE EXCHANGE OF HEAT	55
5.1. Introduction	55
5.2. Specification of deposits	55
5.3. Chemical and physical base of deposit formation	58
5.4. Description of deposits from investigated boiler surfaces	68
5.5. Properties of deposits	78
5.6. Methods of overall heat transfer coefficient calculation for contaminated tube banks	82
5.7. Influence of deposits upon the convective heat transfer	87
5.8. Influence of deposits upon the radiation coefficient	99
5.9. Overall heat transfer coefficients in contaminated tube banks	107
5.10. Experimental verification of the calculation method	118
5.11. Simplified method of the factor ψ calculation	121
5.12. Connection between the formation of deposits and the abrasivity of the fly ash	125
5.13. Conclusions	128

6. OPTIMIZATION OF CONVECTION BOILER SURFACES 131

6.1. Objective function and limitations 131

6.2. Subcosts 134

6.3. Data base 141

6.4. Optimally designed geometry of the tube bank 145

7. SUMMARY 166

BIBLIOGRAPHY 167

ABSTRACTS 175

SACHVERZEICHNIS

	Seite
1. EINFÜHRUNG	12
2. BAUARTEN DER KONVEKTIVEN KESSELROHRBÜNDELN	14
3. GENAUIGKEIT DER BERECHNUNG DES WÄRMEDURCHGANGSKOEFFIZIENTEN IN KESSELROHRBÜNDELN	20
3.1. Genauigkeit der Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei querangeströmten Bündeln	23
3.2. Genauigkeit der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten durch die Strahlung	29
3.3. Genauigkeit der Ermittlung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an der inneren Rohrwand	39
3.4. Genauigkeit der Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten ..	41
3.5. Berechnungsformeln	44
4. STRÖMUNGSWIDERSTÄNDE IN KONVEKTIVEN KESSELROHRBÜNDELN	50
4.1. Berechnungsformeln zur Ermittlung der Widerstandszahl	52
5. EINFLUSS DER ASCHABLAGERUNGEN AUF DEN WÄRMEAUSTAUSCH	55
5.1. Einleitung	55
5.2. Systematik der Ansätze	55
5.3. Chemisch - physikalische Grundlagen der Ansatzbildung	58
5.4. Beschreibung der Ansätze aus den konvektiven Kesselheizflächen ..	68
5.5. Eigenschaften der Ascheablagerungen	78
5.6. Vorhandene Methoden zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten in verschmutzten Rohrbündeln	82
5.7. Einfluss der Ablagerungsform auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten	87
5.8. Einfluss der Ablagerungsform auf den Wärmeübergangskoeffizienten durch die Strahlung	99
5.9. Wärmedurchgangskoeffizienten bei verschmutzten Rohrbündeln	107
5.10. Experimentelle Prüfung der Berechnungsmethode	118

5.11. Vereinfachte Methode zur Berechnung des Faktors ψ_z	121
5.12. Zusammenhang zwischen der Ansatzbildung und der Flugascheero- sion	125
5.13. Schlussfolgerungen	128
6. OPTIMIERUNG DER KONVEKTIVEN KESSELROHRBÜNDELN	131
6.1. Zielfunktion und Optimierungskriterien	131
6.2. Berechnung der Kostenanteile	134
6.3. Datenbasis	141
6.4. Ermittlung der optimalen Bündelgeometrie	145
7. NACHWORT	166
LITERATUR	167
ZUSAMMENFASSUNGEN	175

WAŻNIEJSZE OZNACZENIA I INDEKSY

- A - absorpcyjność,
- A^r - zawartość popiołu w paliwie dla stanu roboczego, %,
- a_p - udział popiołu lotnego w całkowitej ilości popiołu,
- a_s - stosunek bezwzględnych temperatur cząstki i jej punktu topnienia,
- $a_{śc}$ - zastępcza emisyjność ścianki,
- b - grubość żeber, m,
- b_F - stosunek powierzchni przekroju rury zanieczyszczonej i czystej,
- b_L - stosunek obwodów przekroju rury zanieczyszczonej i czystej,
- B_i - liczba Biota,
- c - koszt jednostkowy, jm/jednostkę miary,
- c_m - parametr charakteryzujący skład chemiczny i mineralogiczny popiołów i osadów,
- C_s - stała promieniowania ciała doskonale czarnego, $W/(m^2 \cdot K^4)$,
- D - zewnętrzna średnica rury, m,
- d - wewnętrzna średnica rury, m,
- d_p - średnica ziaren popiołu lotnego, μm ,
- h - wysokość osadu lub żebra, m,
- H - powierzchnia wymiany ciepła, m^2 ,
- jm - przyjęta do obliczeń jednostka monetarna,
- K - koszt, jm/a,
- k - współczynnik przenikania ciepła, $W/(m^2 \cdot K)$,
- L - obwód, m,
- N - moc, kW,
- Nu - liczba Nusselta,
- q - gęstość strumienia cieplnego, W/m^2 ,
- Q_1^r - wartość opałowa paliwa dla stanu roboczego, kJ/kg,
- Δp - spadek ciśnienia, Pa,
- Pr - liczba Prandtla,
- r - stopa dyskonta,
- R - opór cieplny, $m^2 K/W$,

- Re - liczba Reynoldsa,
- s_1 - podziałka poprzeczna rur w pęczku, m,
- s_2 - podziałka wzdłużna rur w pęczku, m,
- Sh - liczba Sherwooda,
- Stk - liczba Stokesa,
- s - grubość promieniującej warstwy spalin, m, lub rata amortyzacji oprowentowanej,
- S^r - udział siarki w substancji roboczej paliwa, %,
- t - temperatura, °C,
- T - temperatura, K,
- t_A - temperatura powierzchni sublimującego naftalenu, °C,
- t_B - temperatura topnienia popiołu, °C,
- t_r - temperatura punktu rosy spalin, °C,
- V - objętość przestrzeni międzyrurowej pęczka, m³,
- γ_{daf} - udział części lotnych w substancji palnej paliwa, %,
- w - prędkość, m/s,
- W_t^r - udział wilgoci w substancji roboczej paliwa, %,
- w_0 - prędkość spalin w pustym kanale pęczka, m/s,
- z - stosunek lokalnych i średnich wartości liczb Sherwooda i Nusselta,
- α_1 - współczynnik wnikania ciepła od spalin do rury, W/(m² K),
- α_2 - współczynnik wnikania ciepła od rury do czynnika ogrzewanego, W/(m² K),
- β_A - współczynnik wnikania masy, kg/(m² s),
- δ - średnia grubość warstwy osadu na rurze, m,
- δ_A - dynamiczny współczynnik dyfuzji, kg/(m·s),
- c - emisyjność,
- κ - czynnik analogii,
- η - sprawność,
- φ - współrzędna kątowa,
- λ - współczynnik przewodzenia ciepła, W/(m·s),
- ν - kinematyczny współczynnik lepkości, m²/s,
- ρ - gęstość, kg/m³,
- $\Delta\Pi_A$ - moduł napędowy wnikania masy,
- σ_1 - s_1/D ,
- σ_2 - s_2/D ,
- ξ - liczba oporu,
- τ_r - roczny czas użytkowania mocy maksymalnej, h/a,
- Ψ - stopień efektywności cieplnej,

INDEKSY DOTYCZĄ

- a - czynnika sublimującego,
- C - promieniowania CO_2 ,
- c - rur czystych,
- cz - czynnika ogrzewanego,
- el - energii elektrycznej,
- H - promieniowania H_2O , kosztów powierzchni wymiany ciepła,
- k - konwekcji,
- K - kosztów kanału spalin.
- P - kosztów przetłaczania czynnika ogrzewanego,
- p - popiołu lotnego,
- r - promieniowania,
- sp - spalin,
- śc - ścianki,
- W - kosztów przetłaczania spalin,
- z - zanieczyszczeń,
- ż - żeber.

1. WSTĘP

W miarę wzrostu mocy jednostkowej kotłów coraz większego znaczenia nabiera dokładność obliczeń cieplnych i aerodynamicznych konwekcyjnych pęczków rurowych. Wymienniki tego rodzaju osiągają we współczesnych kotłach znaczne rozmiary, a ich koszt rzutuje w dużym stopniu na koszt całego urządzenia. Błędne obliczenie powierzchni wymiany ciepła prowadzi do konieczności kosztownego modernizowania nowo budowanych kotłów, bywa też przyczyną obniżenia sprawności na skutek nadmiernie wysokiej temperatury spalin wylotowych.

Postęp w dziedzinie projektowania wymienników kotłowych wiąże się z zagadnieniem optymalizacji techniczno-ekonomicznej, dla której podstawowe znaczenie ma dokładność obliczeń cieplnych i aerodynamicznych bezpośrednio rzutująca na wiarygodność optymalizacji.

Dotychczas stosowane metody obliczeń współczynnika przenikania ciepła i liczby oporu dają wyniki obarczone znacznymi błędami. Spowodowane to jest nadmiernymi uproszczeniami, niedokładnością empirycznych korelacji oraz niedokładnościami danych literaturowych określających własności czynników. Źródłem szczególnie dużych błędów jest stosowana dotąd w kraju metoda obliczeń wpływu osadów popiołu na wymianę ciepła.

W Zakładzie Kotłów i Wytwornic Pary Instytutu Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej prowadzone są od wielu lat, pod kierownictwem autora, prace, których celem jest zwiększenie dokładności obliczeń cieplnych i aerodynamicznych kotłowych pęczków konwekcyjnych, jak również opracowanie zasad optymalnego doboru postaci geometrycznej pęczków. Zagadnieniom tym poświęcona jest również niniejsza praca.

W rozdziale 2 omówiono rodzaje powierzchni wymiany ciepła mogących znaleźć zastosowanie jako wymienniki konwekcyjne w kotłach. W rozdziale 3 przeanalizowano dokładność obecnie stosowanych metod obliczania współczynnika przenikania ciepła. Określono wpływ niedokładności poszczególnych zmiennych na niedokładność końcowego wyniku obliczeń oraz zaproponowano szereg zmian w stosunku do metod stosowanych obecnie, co pozwoliło na istotne podwyższenie dokładności obliczeń.

Wprowadzone zmiany opierają się zasadniczo na badaniach własnych autora,

częściowo zaś są adaptacją do warunków kotłowych wyników badań innych autorów. Podobną analizę przeprowadzono również w odniesieniu do metod wyznaczania liczby oporu przy poprzecznym omywaniu kotłowych pęczków konwekcyjnych - rozdz. 4. W jej wyniku zaproponowano nowe wzory o większej dokładności. W rozdziale 5 przedstawiono badania osadów popiołu występujących w kotłach oraz opracowano nowe metody obliczania wpływu zanieczyszczeń na wymianę ciepła nadające się do stosowania we wszystkich typach kotłów.

Opracowane metody wykorzystane zostały w rozdziale 6 poświęconym termoeconomicznej optymalizacji pęczków.



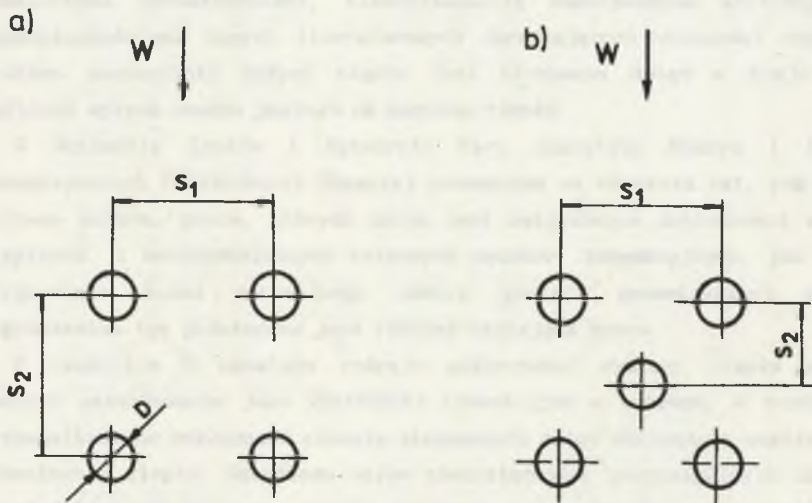
Fig. 2.1. Schematyczny przedstawienie i wyznaczenie oporu przy poprzecznym omywaniu pęczków konwekcyjnych. Fig. 2.2. Schematyczny przedstawienie i wyznaczenie oporu przy poprzecznym omywaniu pęczków konwekcyjnych z osadami popiołu.

2. SYSTEMATYKA KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH

Poniżej omówiono rodzaje powierzchni wymiany ciepła, które mogą być stosowane jako powierzchnie konwekcyjne w kotłach.

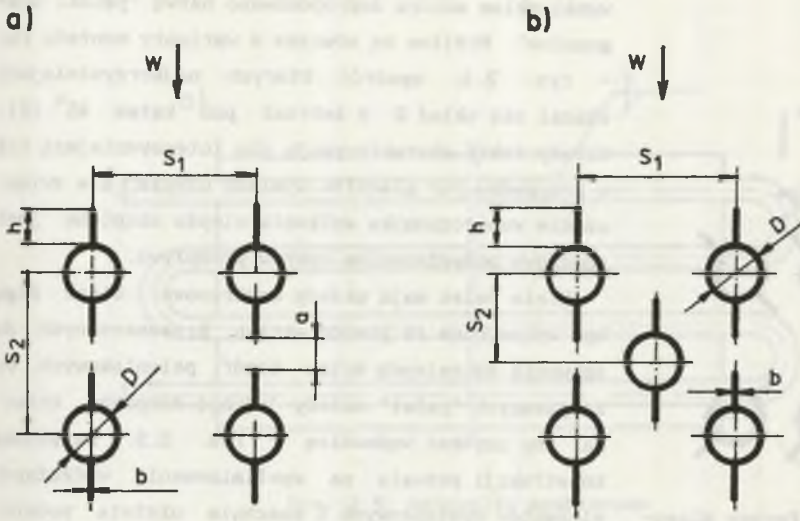
a. Korytarzowe i przestawne pęczki rur gładkich (rys. 2.1). Układy tego rodzaju znalazły najszersze zastosowanie z uwagi na dobrą wymianę ciepła i najtańszą technologię wykonania. W niektórych sytuacjach ustępują jednak wyraźnie ożebrowanym zarówno pod względem kosztu przekazywania ciepła, jak i objętości przestrzeni zajętej przez pęczek.

b. Korytarzowe i przestawne pęczki rur z ożebrowaniem wzdłużnym, które może przyjmować formę płetw lub membran - rys. 2.2 i 2.3. Pęczki opłetwowane mogą posiadać żebra albo skierowane zgodnie z kierunkiem przepływu spalin, albo też pod kątem do tego kierunku. Dla tego drugiego przypadku będącego

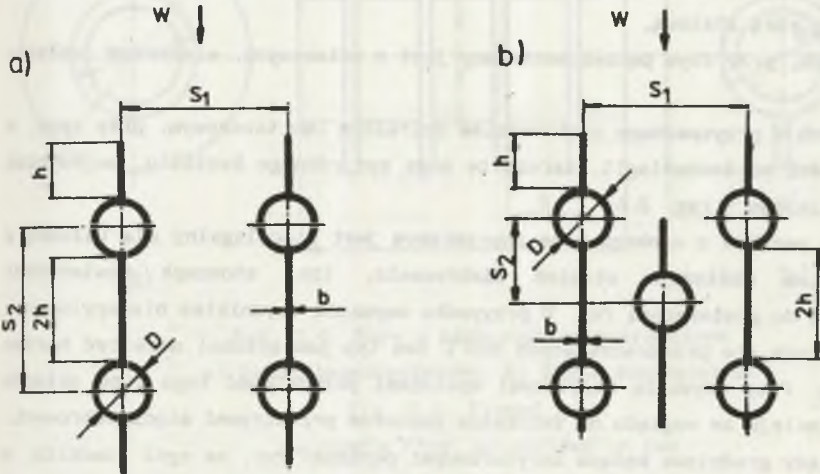


、 Rys. 2.1. Schematy korytarzowych i przestawnych pęczków rur gładkich

Fig. 2.2. In - line and staggered plain - tube banks



Rys. 2.2. Schematy korytarzowych i przestawnych pęczków opletwowych
Fig. 2.2. In - line and staggered finned tube banks



Rys. 2.3. Schematy korytarzowych i przestawnych pęczków membranowych
Rys. 2.3. In - line and staggered membrane tube banks



Rys. 2.4. Pęczek diagonalny

Fig. 2.4. Diagonal tube banks

wynalazkiem autora zaproponowano nazwę "pęczki diagonalne". Możliwe są wówczas 4 warianty montażu rur - rys. 2.4, spośród których najkorzystniejszy okazał się układ D z żebrami pod kątem 45° [2]. Układy takie charakteryzują się intensywniejszą niż w przypadku rur gładkich wymianą ciepła, ale zwiększenie współczynnika wnikania ciepła okupione jest znacznym podwyższeniem oporów przepływu.

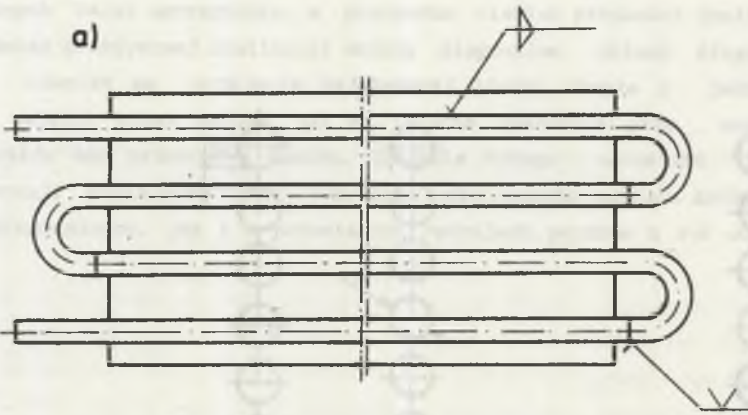
Wiele zalet mają układy membranowe, które mogą być wykonywane za pomocą maszyn przeznaczonych do spawania szczelnych ścian komór paleniskowych. Do zespalanych "palet" należy jedynie dospawać kolanek, aby uzyskać węzownicę - rys. 2.5. Sztywność konstrukcji pozwala na wyeliminowanie wzdłużnych elementów dystansowych i znacznie ułatwia podwieszenie lub podparcie pęczka.

c. Korytarzowe i przestawne pęczki rur ożebrowanych poprzecznie, które mogą być wykonywane z następujących rodzajów rur:

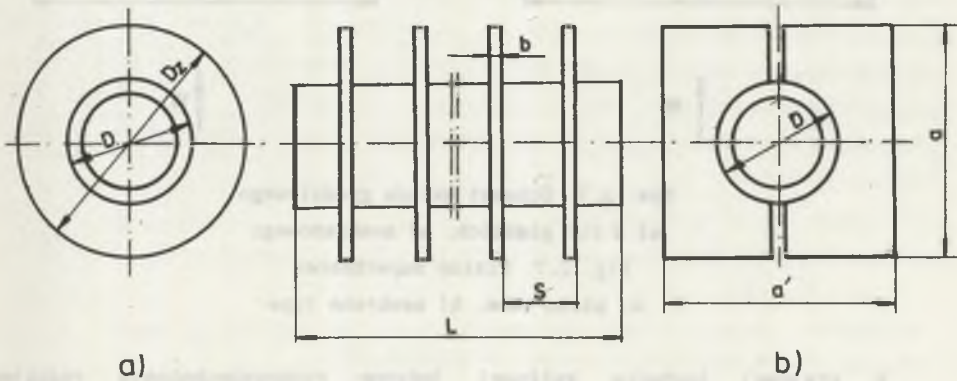
- bimetalicznych, tzn. z ożebrowaniem spiralnym walcowanym z aluminium i wewnętrzną rurą stalową,
- żeliwnych, przy czym pęczek montowany jest z odlewanych elementów składowych,
- stalowych z przyspawanym ożebrowaniem spiralnym lub tarczowym, przy czym, w zależności od technologii, tarcze te mogą być różnego kształtu, pojedyncze lub dzielone - rys. 2.6.

Zaletą pęczków z ożebrowaniem poprzecznym jest nieosiągalny dla układów z ożebrowaniem wzdłużnym stopień ożebrowania, tzn. stosunek powierzchni całkowitej do powierzchni rur. W przypadku omywania czynnikiem niezapylnym w temperaturach nie przekraczających 500°C ten typ powierzchni może być bardzo efektywny. Przy omywaniu zapylnymi spalinami przydatność tego typu układów znacznie maleje ze względu na zatykanie popiołem przestrzeni międzyżebrowych.

d. Układy grodziowe będące korytarzowymi pęczkami rur, na ogół gładkich, o podziałkach $\sigma_1 \geq 10$ i $\sigma_2 = 1 - 2$ (rys. 2.7). Rury prowadzone są równoległymi wstęgami z niewielką ilością gięć. Zaletą układów grodziowych jest mała liczba oporu dla przepływu spalin niezależnie od stopnia zanieczyszczenia popiołem. Efektywność wymiany ciepła jest znaczna w strefie wysokich temperatur spalin z uwagi na dużą grubość warstwy spalin determinującą intensywność radiacyjnej wymiany ciepła. Pęczki grodziowe wymagają kanału



Rys. 2.5. Wężownica membranowa
Fig. 2.5. Membrane type coil

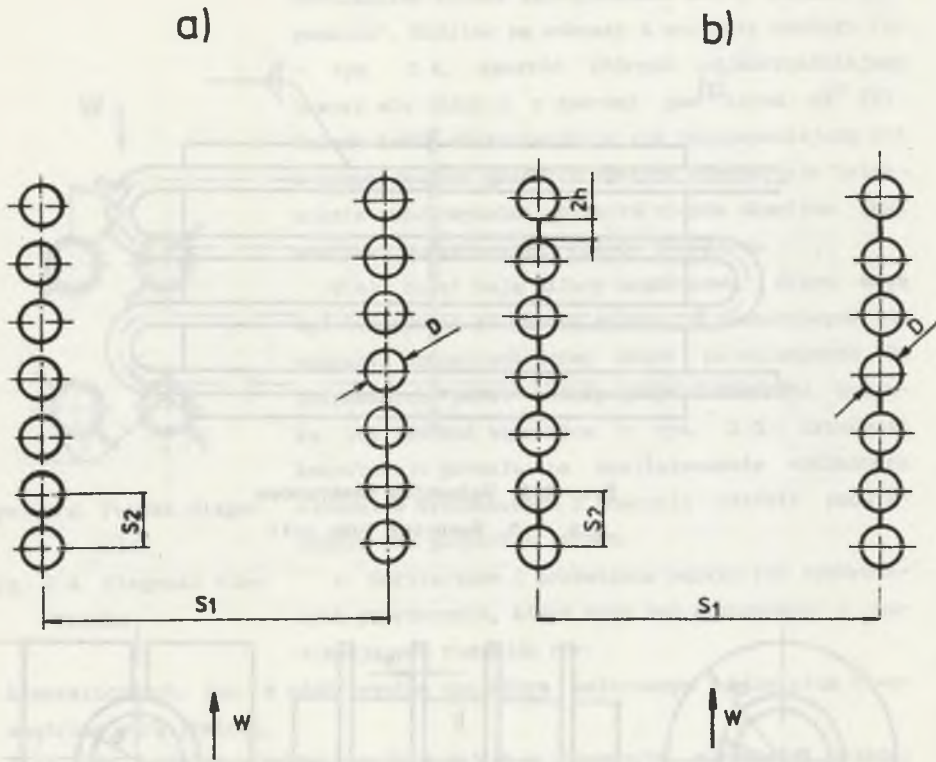


Rys. 2.6. Rura z ożebrowaniem poprzecznym
a) żebra jednoczęściowe, b) żebra dwuczęściowe

Fig. 2.6. Finned tube:

a) single fins, b) divided in two

spalin o znacznej objętości, co podnosi koszty. W przypadku zużłowania powierzchni grzewczych poprawę efektywności można uzyskać stosując grzewcze membranowe, które mają zdolność do samooczyszczania się z osadów na skutek dylatacji przy uruchamianiu i odstawianiu kotła [8].



Rys. 2.7. Schemat układu grodziowego
a) z rur gładkich, b) membranowego
Fig. 2.7. Platen superheater
a) plain tube, b) membrane type

W krajowej technice kotłowej jedynym rozpowszechnionym rodzajem powierzchni rozwiniętej są żeliwne pęczki ożebrowane stosowane jako podgrzewacze wody dla małych kotłów. Ze względu na ich liczne wady są one stopniowo wycyfrowane z eksploatacji.

Stosowanie nowoczesnych układów ożebrowanych rur stalowych dopiero się rozpoczyna. Pierwszymi w Polsce pracującymi pęczkami membranowymi są zaprojektowane przez autora niniejszej pracy podgrzewacze wody w zmodernizowanych kotłach typu Babcock w Elektrociepłowni Powiśle w Warszawie. Zastą-

pienie pęczków żeliwnych membranowymi pozwoliło na znaczne podniesienie wydajności i sprawności kotłów.

Mimo istotnych zalet szczególnie w przypadku niskich prędkości spalin nie znalazły dotąd praktycznej realizacji układy diagonalne. Układy diagonalne pozwalają również na przejęcie największej ilości ciepła z jednostki objętości zajętej przez pęczek, co ma istotne znaczenie przy modernizacjach kotłów bez przebudowy kanału. Zbadania wymaga natomiast intensywność erozji popiołowej oraz tworzenie się osadów popiołu zarówno w układach diagonalnych, jak i w pozostałych rodzajach pęczków z rur ożebrowanych.

3. WYZNACZANIE DOKŁADNOŚCI OBLICZEŃ WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA W KOTŁOWYCH PĘCZKACH KONWEKCYJNYCH

W obliczeniach ciepłych kotłowych pęczków konwekcyjnych podstawowe znaczenie ma właściwe wyznaczenie współczynnika przenikania ciepła w rzeczywistym wymienniku. Dotychczas stosowane metody obliczeniowe dają wyniki obciążone znacznymi błędami, co spowodowane jest nadmiernymi uproszczeniami, niedokładnością empirycznych korelacji opisujących współczynniki wnikania ciepła oraz niedokładnościami danych literaturowych określających własności czynników wymieniających ciepło. Poniżej określono dokładność obecnie stosowanych metod obliczania współczynnika przenikania ciepła w kotłowych wymiennikach konwekcyjnych, jak i zaproponowano sposoby podwyższenia dokładności obliczeń. Dotychczasowe metody powszechnie pomijają wpływ cylindrycznego kształtu rur i zalecają posługiwanie się wzorami dla zanieczyszczonej ścianki płaskiej z pominięciem oporu przewodzenia metalu, które mają postać

$$k = \frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.1)$$

lub przy jawnym uwzględnieniu oporu cieplnego osadu

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_z + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (3.2)$$

W rzeczywistości współczynnik przenikania dla wymienników z rur gładkich przeliczony na powierzchnię H_g po stronie spalin powinien być obliczany w zależności

$$k = \frac{\psi}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{D}{2\lambda_m} \ln \frac{D}{d} + \frac{D}{\alpha_2 d}} \quad (3.3)$$

bądź dla wymienników z rur ożebrowanych

$$k = \frac{\psi}{\frac{H_c}{(H_2 \eta_2 + H_o) \alpha_1} + \frac{H_c D}{2H_g \lambda_m} \ln \frac{D}{d} + \frac{H_c}{H_w \alpha_2}} \quad (3.4)$$

gdzie:

- H_o - powierzchnia rury pojedynczej wolna od żeber,
- H_c - całkowita powierzchnia zewnętrzna pojedynczej rury,
- H_g - powierzchnia zewnętrzna pojedynczej rury gładkiej,
- H_w - powierzchnia wewnętrzna pojedynczej rury,
- H_2 - powierzchnia żeber dla pojedynczej rury,
- η_2 - sprawność żeber.

Obliczeniową powierzchnię przepływu ciepła stanowi sumaryczna powierzchnia zewnętrzna wszystkich rur w pęczku.

Różnice między wynikami uzyskanymi ze wzorów (3.1) lub (3.2) oraz (3.3) i (3.4) rosną w miarę powiększenia średnic i grubości ścianek rury i są odwrotnie proporcjonalne do przewodności cieplnej materiału rur. Błąd w niektórych przypadkach może sięgać 8-10% [101]. W odróżnieniu od zależności (3.1) i (3.2) wzory (3.3) i (3.4) uwzględniają cylindryczny kształt rur oraz ich opór przewodzenia ciepła. Biorąc pod uwagę, że wzory te wnoszą jedynie nieznaczną komplikację obliczeń, wydaje się oczywiste, że powinny być stosowane zamiast uproszczonych zależności (3.1) i (3.2).

Dla konstruktora wymiennika istotne znaczenie ma ocena dokładności obliczeń współczynnika przenikania ciepła przeprowadzanych za pomocą różnych metod.

Z pewnym przybliżeniem można maksymalny błąd względny wielkości $y = f(x_1, x_2, \dots)$ wyznaczyć jako [36]:

$$\frac{\Delta y}{y} = \frac{x_1}{f(x_1, x_2, \dots)} \left| \frac{\partial y}{\partial x_1} \right| \left| \frac{\Delta x_1}{x_1} \right| + \frac{x_2}{f(x_1, x_2, \dots)} \left| \frac{\partial y}{\partial x_2} \right| \left| \frac{\Delta x_2}{x_2} \right| + \dots \quad (3.5)$$

Podstawiając do wzoru (3.5) wartości wyznaczone dla zależności (3.3), uzyskano:

$$\frac{\Delta k}{k} = \frac{1}{z \alpha_1} \left(\frac{\Delta x_1}{x_1} \right) + \frac{D}{z \alpha_2 d} \left(\frac{\Delta \alpha_2}{\alpha_2} \right) + \frac{1}{z} \left[\frac{D}{\alpha_2 d} + \frac{D}{2 \lambda_m} \left(\ln \frac{D}{d} + 1 \right) \right] \left(\frac{\Delta D}{D} \right) +$$

$$+ \frac{D}{z} \left(\frac{1}{\alpha_2 d} + \frac{1}{2\lambda_m} \right) \left(\frac{\Delta d}{d} \right) + \frac{D}{2\lambda_m z} \ln \frac{D}{d} \left(\frac{\Delta \lambda_m}{\lambda_m} \right) + \frac{\Delta \Psi}{\Psi} \quad (3.6)$$

gdzie:

$$z = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{D}{2\lambda_m} \ln \frac{D}{d} + \frac{D}{\alpha_2 d}$$

Wzór (3.6) można przekształcić do postaci

$$\frac{\Delta k}{k} = X_{\alpha_1} \frac{\Delta \alpha_1}{\alpha_1} + X_{\alpha_2} \frac{\Delta \alpha_2}{\alpha_2} + X_D \frac{\Delta D}{D} + X_d \frac{\Delta d}{d} + X_{\lambda_m} \frac{\Delta \lambda_m}{\lambda_m} + X_{\Psi} \frac{\Delta \Psi}{\Psi}$$

gdzie:

X_i - wagi składowych błędów względnych.

W zależności od liczbowych wartości zmiennych występujących we wzorach (3.3) i (3.6) różny jest ich wpływ na maksymalny błąd względny wyznaczenia współczynnika przenikania ciepła. W tabelicy 3.1. zestawiono wyniki przykładowych obliczeń dla typowych kotłowych pęczków konwekcyjnych: przegrzewacza pary świeżej (poz. 1), podgrzewacza wody (2), przegrzewacza międzystopniowego (3), podgrzewacza powietrza z rur stalowych (4) i szklanych (5). Z podanego zestawienia wynika, że we wszystkich przypadkach duże znaczenie ma dokładność określenia stopnia efektywności cieplnej Ψ , błąd popełniony w tym przypadku przenosi się bowiem bezpośrednio na współczynnik przenikania ciepła. W wymiennikach ciśnieniowych (przegrzewacze, podgrzewacze wody, odparowniki), które w kotłach stanowią ogromną większość, duże znaczenie ma ponadto dokładność określenia współczynnika wnikania ciepła od strony spalin, natomiast wpływ dokładności pozostałych zmiennych (D , d , α_2 , λ_m) jest znacznie mniejszy. W przypadku podgrzewaczy powietrza nabiera znaczenia dokładność współczynnika α_2 i średnic rury, podczas gdy wpływ błędu współczynnika przewodzenia materiału rur jest niewielki.

Zgodnie z zależnością (3.7) maksymalny błąd względny współczynnika przenikania ciepła jest sumą iloczynów błędów względnych poszczególnych zmiennych przez ich wagę. Maksymalne błędy względne wielkości występujących we wzorze (3.3) wyznaczono w dalszej części pracy.

Tablica 3.1

Wagi błędów względnych przy obliczaniu współczynnika przenikania ciepła

Nr	α_1 W/(m ² K)	α_2 W/(m ² K)	D m	d m	λ_m W/(mK)	X_{α_1}	X_{α_2}	X_D	X_d	X_{λ_m}	X_{Ψ}
1	126	2800	0,038	0,03	25	0,926	0,053	0,163	0,141	0,021	1
2	81	7000	0,032	0,026	40	0,979	0,014	0,052	0,050	0,007	1
3	73,6	800	0,0445	0,0373	35	0,894	0,098	0,147	0,139	0,007	1
4	31	79	0,047	0,041	40	0,697	0,291	0,305	0,321	0,001	1
5	65	30	0,04	0,034	0,8	0,262	0,669	1,16	1,095	1,07	1

3.1. OCENA DOKŁADNOŚCI WYZNACZANIA KONWEKCYJNEGO WSPÓŁCZYNNIKA WNIKANIA CIEPŁA PRZY POPRZECZNYM OMYWANIU PĘCZKÓW RUR

Przekazywanie ciepła drogą konwekcji w omywanych poprzecznie pęczkach rur gładkich jest w technice bardzo często spotykane. Prawidłowe określenie konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła ma tu więc duże znaczenie praktyczne. Współczynnik α_{1k} wyznacza się z zależności

$$\alpha_{1k} = Nu \lambda_{cz} / D \quad (3.8)$$

Występująca we wzorze liczba Nusselta wyznaczana jest empirycznie podczas badań pęczków modelowych i przedstawiana w postaci korelacji typu

$$Nu = C \sigma_1^{n_1} \sigma_2^{n_2} Re^{n_3} Pr^{n_4} \quad (3.9)$$

Określone doświadczalnie wartości C i n_1 są różne u poszczególnych autorów, dając w efekcie różne wartości liczby Nusselta dla tego samego przypadku.

Błąd względny popełniany przy wyznaczaniu współczynnika wnikania ciepła ocenić można za pomocą wzoru (3.5)

$$\frac{\Delta \alpha_{1k}}{\alpha_{1k}} = \Delta Nu / Nu + \Delta \lambda_{cz} / \lambda_{cz} + \Delta D / D \quad (3.10)$$

3.1.1. Błąd określenia liczby Nusselta

W literaturze [14, 16, 30, 33, 54, 65, 112, 118] znaleźć można wiele korelacji opisujących liczbę Nusselta w poprzecznie omywanych pęczkach rur gładkich; odpowiednie zestawienie podano w [86]. Na dokładność obliczeń mają wpływ zarówno dokładność samych badań modelowych, jak i dokładność przyjętych do obliczeń wartości liczby Prandtla i kinematycznego współczynnika lepkości. Przenosząc wyniki badań modelowych na rzeczywisty obiekt, trzeba się liczyć również z technologicznymi niedokładnościami wykonania rur (odchyłka średnicy rur od wartości nominalnej) i niedokładnościami montażu dającymi w wyniku niedotrzymanie teoretycznych podziałek względnych pęczka. Maksymalny błąd względny opisać można równaniem

$$\Delta Nu/Nu = (\Delta Nu/Nu)_p + n_1 \Delta \sigma_1 / \sigma_1 + n_2 \Delta \sigma_2 / \sigma_2 + n_3 \Delta D/D + n_3 \Delta \nu/\nu + n_4 \Delta Pr/Pr . \quad (3.11)$$

Wielkości występujące we wzorze (3.11) omówiono poniżej.

A. Błąd wyznaczenia korelacji

Ponieważ autorzy na ogół nie podają przedziału ufności wyznaczonych korelacji, więc ich dokładność, w równaniu (3.11) opisaną stosunkiem $(\Delta Nu/Nu)_p$, można ocenić jedynie porównując rozrzut wyników obliczonych dla tego samego przypadku z różnych korelacji w stosunku do średniej, którą przyjęto jako najlepszą.

Korelacje uśrednione wyznaczano w sposób następujący: dla kombinacji podziałek z zakresu ważności każdej z korelacji wyjściowych zestawionych w [86] i liczb Reynoldsa od 2500 do 25000 obliczano wartości liczby Nusselta, uzyskując wiele zależności typu

$$Nu_1 = f(\sigma_{11}, \sigma_{21}, Re_D, Pr) . \quad (3.12)$$

Następnie wyznaczano metodą regresji korelacje uśrednione w sposób analogiczny, jak przy opracowywaniu wyników pomiarów [114], uzyskując podane niżej zależności:

a) układ korytarzowy

$$Nu = 0,241 \sigma_1^{-0,064} Re^{0,64} Pr^{0,44} \quad (3.13)$$

Współczynnik korelacji przy 90 punktach wyniósł 0,985. Zależność jest ważna dla $\sigma_1 = 1,3 - 4$ i $\sigma_2 = 1,1 - 4$.

b) układ przestawny

$$Nu = 0,4 \sigma_1^{0,04} \sigma_2^{-0,12} Re^{0,594} Pr^{0,44} \quad (3.14)$$

Współczynnik korelacji przy 98 punktach wynosił 0,991. Zależność jest ważna dla $\sigma_1 = 1,5 - 5$ i $\sigma_2 = 0,6 - 4$. Obydwie korelacje można stosować w zakresie $Re = 2500 - 25000$.

Z analizy [86] wynika, że stosując korelacje literaturowe, należy się liczyć z możliwością popełnienia kilkunastoprocentowego błędu. Duże różnice pomiędzy wynikami doświadczeń przeprowadzonych przez różnych badaczy wytłumaczyć można, pomijając oczywiście nieuniknioną niedokładność badań eksperymentalnych, różnicami w budowie stanowisk oraz metodach pomiarów. Zachodzą prawdopodobnie znaczne różnice w ilościach rur stanowiących badany pęczek, elementy pęczka wykonane bywają z różnych materiałów, różny kształt kanału napływowego może być powodem odmiennych w poszczególnych stanowiskach profili prędkości czynnika omywającego. Te i inne różnice mogą być powodem rozbieżności wyników nawet dokładnie przeprowadzonych badań. Dopiero uśrednienie wyników przeprowadzonych w różnych warunkach pomiarów pozwala na uzyskanie korelacji obarczonych mniejszym błędem.

B. Określenie dokładności liczby Prandla

Autorzy badań wymiany ciepła nie podają na ogół, dla jakich wartości liczby Prandla opracowywali wyniki pomiarów. Z reguły podaje się jedynie, że badania prowadzono np. na powietrzu, nie precyzując dokładniej wartości liczb Pr przyjętych do opracowywania wyników. Fakt ten może być źródłem pewnych błędów wynikających z tego, że literaturowe dane na temat Pr dla powietrza różnią się od siebie w granicach 5-7% [86]. W związku z tym, w przypadku gdy autor korelacji i projektant wymiennika posługują się różnymi tablicami, błąd wyliczonej wartości Nu sięga 2-3%.

W przypadku innych czynników (np. spalin) w literaturze jest za mało danych, aby przeprowadzić podobną analizę jak dla powietrza, przypuszczać jednak należy, że niedokładności są podobne.

Wyznaczona przez autora metodą regresji uśredniona zależność między liczbą Prandla dla powietrza i temperaturą ma postać

$$Pr_{pow} = 0,644 \cdot T^{0,0153}, \quad (3.15)$$

co odpowiada zmienności od 0,703 do 0,714 w zakresie od 50 do 600°C. Do obliczeń liczby Nusselta w punkcie 3.1.1 przyjęto $Pr = 0,705$, co odpowiada temperaturze ok. 100°C typowej dla badań wymiany ciepła. Posługując się korelacją (3.15), można zredukować maksymalny błąd względny o ok. 50%, odchylenia od korelacji uśrednionej są bowiem znacznie mniejsze od różnic wyników między danymi tablicowymi.

C. Określenie dokładności obliczeń kinematycznego współczynnika lepkości

Dostępne w literaturze wartości kinematycznego współczynnika lepkości powietrza zestawione w [86] wykazują dość dużą zgodność, maksymalne różnice między nimi nie przekraczają 4%.

Wyznaczona przez autora metodą regresji korelacja uśredniona

$$\nu_{\text{pow}} = 0,0011 T^{1,687} 10^{-6} \quad (3.16)$$

różni się od wartości tablicowych maksymalnie o 2,3%. Analizę, ze względu na odpowiednio dużą ilość danych, przeprowadzono w [86] dla powietrza, jednak można przyjąć, że podobną dokładność mają wartości i dla innych czynników.

D. Dokładność wykonania pęczka

Rzeczywiste pęczki konwekcyjne kotłów charakteryzują się konkretną dokładnością wykonania, co ma wpływ na przeniesienie wyników badań modelowych na obiekty rzeczywiste. Chodzi przy tym zarówno o dokładność montażu pęczka, tzn. dotrzymanie projektowanych podziałek, jak i dokładność średnicy rury mającą wpływ na wartość liczby Reynoldsa. Tolerancja średnic rur kotłowych wynosi ok. 1%, natomiast dokładność względnych podziałek ok. 5% [32], co, jak udowodniono dalej, ma jedynie niewielki wpływ na wyniki obliczeń liczby Nusselta.

E. Rzeczywista wartość liczby Nusselta w kotłowych pęczkach konwekcyjnych

Posługując się wzorem (3.11) oraz korelacjami (3.13) i (3.14) można ocenić, jakiego rzędu błąd popełniany jest przy korzystaniu z wybranej metody obliczeń oraz na ile wynik obliczeń może odbiegać od rzeczywistości po wykonaniu zaprojektowanego pęczka. W kraju najczęściej stosowana jest metoda [112], dla której maksymalny błąd względny korelacji wynosi w przypadku

układu korytarzowego 7,8%, a dla przestawnego 12,1% [86]. Błąd sumaryczny wyznaczony wg wzoru (3.11) wynosi dla układu korytarzowego

$$\Delta Nu/Nu = 0,101,$$

a dla układu przestawnego

$$\Delta Nu/Nu = 0,149.$$

Z obliczeń wynika, że zasadniczy wpływ na dokładność obliczeń Nu ma błąd zastosowanej korelacji. Z uwagi na fakt, że korelacje literaturowe różnią się dość znacznie między sobą, najkorzystniej jest stosować zależności (3.13) i (3.14) oparte na uśrednieniu dużej liczby eksperymentalnych zależności uzyskanych przez niezależnych badaczy. Należy również zauważyć, że dokładność wykonania pęczka nie ma większego wpływu na rzeczywistą wartość liczby Nusselta.

Jeszcze większe różnice niż w przypadku układów rur gładkich występują między literaturowymi danymi na temat liczby Nusselta w pęczkach z rur ożebrowanych. Postępując w opisany powyżej sposób, wyznaczono uśrednione korelacje dla przestawnych i korytarzowych wymienników z rur ożebrowanych wzdłużnie i poprzecznie. Korelacje te podano w zestawieniu na końcu rozdziału 3. Dokładny opis ww. zagadnień zawierają prace [17, 85].

3.1.2. Ocena dokładności współczynnika przewodzenia ciepła spalin i powietrza

Dane literaturowe na temat współczynnika przewodzenia ciepła dla spalin są stosunkowo nieliczne, w odróżnieniu od częściej spotykanych danych dla powietrza. Wartości dla powietrza poddano analizie statystycznej [86], uzyskując zależność uśrednioną

$$\lambda_p = 0,311 T^{0,779} \cdot 10^{-2} \text{ W/(mK)} \quad (3.17)$$

charakteryzującą się współczynnikiem korelacji 0,992 przy 38 stopniach swobody. Formuła (3.17) została wyznaczona dla zakresu temperatur od 50-600°C. Odchylenia od wartości średniej sięgają 4,6%, podczas gdy różnice pomiędzy danymi z różnych źródeł dla tej samej temperatury dochodzą do 9%. Błąd ten, zgodnie ze wzorem (3.9) bezpośrednio przenosi się na wartość współczynnika wnikania ciepła, stąd duże znaczenie ma uzgodnienie

istniejących danych dla zmniejszenia rozrzutów. Poprawną dokładność w przypadku powietrza można uzyskać stosując zależność (3.17), natomiast dla spalin konieczne byłoby przeprowadzenie dodatkowych badań.

3.1.3. Błąd wyznaczenia konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła

Szczegółową analizę tego zagadnienia podano w pracy [86]. Opierając się na wzorze (3.11), stwierdzono, że dla układu korytarzowego maksymalny błąd względny wynosi

$$\Delta\alpha_{1k}/\alpha_{1k} = 0,146,$$

a dla układu przestawnego

$$\Delta\alpha_{1k}/\alpha_{1k} = 0,194.$$

Z obliczeń wynika też, że zasadniczy wpływ na wartość współczynnika α_{1k} ma dokładność liczby Nusselta, jednak istotny jest również wpływ błędów wyznaczenia współczynnika przewodzenia ciepła czynnika omywającego pęczek.

Należy nadmienić, że dodatkowym źródłem błędów przy przenoszeniu wyników badań modelowych na rzeczywisty obiekt jest niezgodność pól prędkości i temperatur w modelu i obiekcie. Podczas badań elementy pęczka modelowego są na ogół ogrzewane elektrycznie i mają w związku z tym prawie stałą temperaturę, podczas gdy w rzeczywistym pęczku temperatura czynnika ogrzewanego wzrasta zarówno wzdłuż rur, jak i w kolejnych rzędach wzdłuż drogi spalin. W związku z tym średnia dla rzeczywistego pęczka wartość liczby Nusselta różni się od wartości wyznaczonej dla średniej temperatury i prędkości czynnika omywającego pęczek. Jak dotąd nie jest również uwzględniany wpływ różnic między postacią geometryczną pęczka modelowego będącego "czystym" układem rur omywanych poprzecznie i rzeczywistego, w którym kolana węzownic są częściowo omywane wzdłużnie, a ponadto występują dodatkowe elementy w postaci rur wieszakowych i zawieszek stanowiących żebra o skomplikowanym kształcie. Z przeprowadzonej analizy wynika, że błąd względny współczynnika α_{1k} przy zastosowaniu korelacji uśrednionej do obliczania liczby Nu wynosi ok. $\pm 6\%$. Przyjmowane dotychczas do obliczeń wartości uzyskane z badań na jednym stanowisku obarczone są błędem nawet dwukrotnie większym.

3.2. OKREŚLENIE DOKŁADNOŚCI WYZNACZANIA RADIACYJNEGO WSPÓŁCZYNNIKA WNIKANIA CIEPŁA

Intensywność radiacyjnego przepływu ciepła w konwekcyjnej części kotła jest determinowana przez emisyjność i absorpcyjność spalin zawierających CO_2 i H_2O oraz cząstki lotnego popiołu, jak również przez emisyjność zewnętrznych powierzchni rur. Stosując model gazu nieszarego, można radiacyjny współczynnik wnikania ciepła wyznaczyć z zależności

$$\alpha_{1r} = C_s a_{\dot{s}c} \epsilon_{sp} T_{sp}^3 \frac{1 - \frac{A_{sp}}{\epsilon_{sp}} \left(\frac{T_{\dot{s}c}}{T_{sp}} \right)^4}{1 - T_{\dot{s}c}/T_{sp}} \quad (3.18)$$

Wykorzystując do określenia dokładności wzoru (3.18) zależności (3.5), uzyskano:

$$\frac{\Delta \alpha_{1r}}{\alpha_{1r}} = \frac{\Delta a_{\dot{s}c}}{a_{\dot{s}c}} + \frac{\Delta \epsilon_{sp}}{\epsilon_{sp}} + X_{A_{sp}/\epsilon_{sp}} \frac{\Delta (A_{sp}/\epsilon_{sp})}{A_{sp}/\epsilon_{sp}}, \quad (3.19)$$

gdzie:

$$X_{A_{sp}/\epsilon_{sp}} = \frac{(A_{sp}/\epsilon_{sp}) (T_{\dot{s}c}/T_{sp})^4}{1 - (A_{sp}/\epsilon_{sp}) (T_{\dot{s}c}/T_{sp})^4} \quad (3.20)$$

W wyniku przeprowadzonych obliczeń stwierdzono, że maksymalna wartość wagi błędu $X_{A_{sp}/\epsilon_{sp}}$ wynosi ok. 0,1 dla $T_{\dot{s}c}/T_{sp} = 0,5$ i $A_{sp}/\epsilon_{sp} = 1,7$ oraz ok. 0,7 dla $T_{\dot{s}c}/T_{sp} = 0,8$ i $A_{sp}/\epsilon_{sp} = 1,02$.

3.2.1. Maksymalny błąd wyznaczenia zastępczej emisyjności ścianki

Emisyjność ścianki opisana jest wzorem [99]

$$a_{\dot{s}c} = \frac{\epsilon_{\dot{s}c}}{A_{sp} + \epsilon_{\dot{s}c} - A_{sp} \epsilon_{\dot{s}c}} \quad (3.21)$$

Wzór ten można przekształcić do postaci

$$a_{\dot{c}} = \frac{1}{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}} + 1 - A_{sp}}, \quad (3.22)$$

dla której błąd względny zgodnie z zależnością (3.5) opisany jest równaniem

$$\frac{\Delta a_{\dot{c}}}{a_{\dot{c}}} = X_{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}} \frac{\Delta(A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}})}{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}} + X_{A_{sp}} \frac{\Delta A_{sp}}{A_{sp}}, \quad (3.23)$$

gdzie

$$X_{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}} = \frac{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}}{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}} + 1 - A_{sp}} \quad (3.24)$$

oraz

$$X_{A_{sp}} = \frac{A_{sp}}{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}} + 1 - A_{sp}}. \quad (3.25)$$

Z obliczeń autora wynika, że dla warunków kotłowych maksymalne wartości wag błędów wynoszą: $X_{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}} \approx 0,7$ i $X_{A_{sp}} \approx 0,4$.

Błąd względny $\Delta A_{sp}/A_{sp}$ jest sumą błędów wykresów Hottela oraz błędu ich aproksymacji.

W pracy [66] określono błąd wykresów jako $\pm 5\%$, natomiast błędy aproksymacji wynoszą: 20% dla [112], 7% dla [97] i 4% dla metody [48].

Błąd stosunku $A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}$

$$\frac{\Delta(A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}})}{A_{sp}/\epsilon_{\dot{c}}} = \frac{\Delta A_{sp}}{A_{sp}} + \frac{\Delta \epsilon_{\dot{c}}}{\epsilon_{\dot{c}}} \quad (3.26)$$

Jako błąd $\epsilon_{\dot{c}}$ przyjąć można sumę błędów pomiaru tej wielkości, jakimi obarczone są dane tablicowe oraz zakresu naturalnej zmienności emisyjności powierzchni rur w trakcie pracy kotła. Obie te wielkości są trudne do ustalenia, w związku z czym założono orientacyjnie, że $\Delta \epsilon_{\dot{c}}/\epsilon_{\dot{c}} = 5\%$. Podstawiając podane wyżej wielkości do wzoru (3.23), uzyskano wyniki zamieszczone w tabelicy 3.2.

Tablica 3.2.

Porównanie dokładności obliczeń zastępczej emisyjności ścianki

Nr	$\Delta A_{sp}/A_{sp}$	$\frac{\Delta(A_{sp}/\epsilon_{śc})}{A_{sp}/\epsilon_{śc}}$	$\Delta a_{śc}/a_{śc}$	Źródło A_{sp}
a	0,05	0,1	0,09	Hottel
b	0,12	0,17	0,167	[7]
c	0,25	0,3	0,31	[3]
d	0,09	0,14	0,134	[9]

Wzór (3.21) można przybliżyć uproszczoną zależnością (zalecaną w [112])

$$a_{śc} = \frac{\epsilon_{śc} + 1}{2}, \quad (3.27)$$

Jednak dokładność tego przybliżenia w warunkach kotłowych jest niezadowalająca, powoduje bowiem powstanie dodatkowego błędu sięgającego 8%.

3.2.2. Dokładność określenia emisyjności i absorpcyjności spalin niezapylnych

W przypadku niezapylnych spalin kotłowych gazami promieniującymi są CO_2 i H_2O . Znikomą ilość SO_2 dodaje się na ogół do CO_2 . W szczególnych przypadkach (np. kotły odzysknicowe zainstalowane w ciągu technologicznym produkcji kwasu siarkowego) skład spalin może być inny, np. z przewagą SO_2 .

Podstawą stosowanych w technice kotłowej metod obliczania emisyjności i absorpcyjności spalin są wyniki badań Hottela i Egberta przedstawione w formie wykresów [105, 116].

$$\epsilon = f(T_{sp}, ps) \quad (3.28)$$

dla H_2O i CO_2 . Odpowiednie wykresy istnieją również dla innych gazów (SO_2 , CH_4 , NH_3 [115]). Dokładność tych badań określa się na $\pm 5\%$ [66].

Absorpcyjność gazów wyznacza się z tych samych wykresów jako

$$A = \epsilon \left(T_{śc}, ps \frac{T_{śc}}{T_{sp}} \right) \left(\frac{T_{sp}}{T_{śc}} \right)^n \quad (3.29)$$

gdzie $n = 0,65$ dla CO_2 i $n = 0,45$ dla H_2O .

Emisyjność i absorpcyjność pary wodnej odczytaną z wykresu mnoży się przez związany z ciśnieniem czynnik β , a w celu wyznaczenia ϵ i A dla mieszaniny obu gazów należy uwzględnić nakładanie się pasm CO_2 i H_2O , tzn.

$$\epsilon_{sp} = \beta\epsilon_H + \epsilon_C - \beta\epsilon_H \epsilon_C, \quad (3.30)$$

$$A_{sp} = \beta A_H + A_C - \beta A_H A_C. \quad (3.31)$$

Wyniki badań w wersji graficznej nie nadają się do obliczeń maszynowych, w związku z czym w literaturze znaleźć można szereg aproksymacji, które z mniejszą lub większą dokładnością przybliżają wykresy Hottela.

Największe rozpowszechnienie znalazły: aproksymacja Schacka [97], zalecana przez normy [115], oraz aproksymacja Gurwicza i Mitora [66], propagowana w normach [112].

Aproksymacja [97] pozwala określić absorpcyjność i emisyjność dwutlenku węgla i pary wodnej z dokładnością rzędu $\pm 7\%$, wymagając przy tym stosowania dość skomplikowanych wzorów. Rozpowszechniona w kraju metoda [66] stosuje do wyznaczenia α_{1r} model gazu nieszarego, przy czym dla uproszczenia zakłada, że

$$A_{sp}/\epsilon_{sp} = (T_{\dot{sc}}/T_{sp})^{-0,4}. \quad (3.32)$$

W związku z tym wzór (3.18) przyjmuje postać

$$\alpha_{1r} = C_s a_{\dot{sc}} \epsilon_{sp} T_{sp}^3 \frac{1 - (T_{\dot{sc}}/T_{sp})^{3,6}}{1 - T_{\dot{sc}}/T_{sp}}. \quad (3.33)$$

Z obliczeń przeprowadzonych przez autora dla następujących zakresów zmiennych, typowych dla techniki kotłowej: $T_{sp} = 700$ do 1350 K, $T_{\dot{sc}} = 500$ do 850 K, $r_H = 0,11$ do $0,22$, $r_R = 0,08$ do $0,15$ oraz $s = 0,1$ do $1,25$ m wynika, że błąd takiego przybliżenia sięga 20% .

Biorąc pod uwagę, że zarówno emisyjność, jak i absorpcyjność wyznaczone metodą Hottela obarczone są błędem rzędu 5% , przybliżenie (3.32) może dawać łączny błąd sięgający

$$\frac{\Delta(A_{sp}/\epsilon_{sp})}{A_{sp}/\epsilon_{sp}} = 30\%.$$

Z zestawienia podanego w [97] wynika, że aproksymacja [66] daje wyniki różniące się od danych Hottela i Eckerta od - 7% do +20% dla parametrów spalin występujących w konwekcyjnej części kotła. W efekcie maksymalny błąd względny przy zastosowaniu aproksymacji Gurwicza i Mitora, przy uwzględnieniu niedokładności danych Hottela wynosi

$$\Delta \epsilon_{sp} / \epsilon_{sp} = 0,25$$

Dość znaczne niedokładności omawianych aproksymacji skłaniają do poszukiwania nowych zależności o większej dokładności. Aproksymacja Sharana [99] daje wyniki o dokładności podobnej jak w metodzie Schacka. Na uwagę zasługuje natomiast aproksymacja Kostowskiego [48] o błędzie nie przekraczającym 4%.

3.2.3. Oszacowanie błędów obliczania α_{1r} dla spalin niezapylnych

Porównano dokładność trzech podanych niżej metod, wykorzystując wzory (3.19) i (3.20). Wyniki zestawiono w tabelicy 3.3. Porównywane metody to:

- metoda Hottela dla określenia emisyjności i absorpcyjności spalin, wartość $a_{śc}$ wg wzoru (3.21),
- emisyjność i absorpcyjność spalin aproksymowana metodą Schacka, $a_{śc}$ wg wzoru (3.21),
- emisyjność i absorpcyjność spalin aproksymowana metodą Gurwicza i Mitora, wartość $a_{śc}$ wg wzoru (3.27).

Tabela 3.3.

Porównanie dokładności obliczeń radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła dla spalin niezapylnych

Nr	$\frac{\Delta a_{śc}}{a_{śc}}$	$\frac{\Delta \epsilon_{sp}}{\epsilon_{sp}} = \frac{\Delta A_{sp}}{A_{sp}}$	$X_{A_{sp}/\epsilon_{sp}}$	$\frac{\Delta(A_{sp}/\epsilon_{sp})}{A_{sp}/\epsilon_{sp}}$	$X_{A/\epsilon} \frac{\Delta(A/\epsilon)}{A/\epsilon}$	$\frac{\Delta \alpha_{1r}}{\alpha_{1r}}$
a	0,09	0,05	0,7	0,1	0,07	0,21
b	0,167	0,12	0,7	0,24	0,168	0,455
c	0,31	0,25	0,7	0,3	0,21	0,77
d	0,134	0,09	0,7	0,18	0,126	0,35

W obliczeniach uwzględniono, że błąd względny stosunku A_{sp}/ϵ_{sp} jest sumą błędów względnych obu występujących w nim wielkości.

Z podanego zestawienia wynika, że maksymalne błędy względne przy obliczaniu radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła są znaczne, sięgające kilkudziesięciu procent, przy czym najmniej dokładna jest stosowana dotąd powszechnie w krajowej technice kotłowej metoda [112].

Najwyższą dokładność można uzyskać posługując się przy obliczaniu emisyjności i absorpcyjności spalin aproksymacją Kostowskiego oraz wzorem (3.21) przy wyznaczaniu $a_{s\dot{c}}$ - tablica 3.3, metoda "d".

3.2.4. Dokładność określenia emisyjności pyłu

Obecność pyłu podwyższa emisyjność i absorpcyjność spalin. Promieniowanie mieszanin pyłowo-gazowych jest zjawiskiem na tyle skomplikowanym, że obliczenie intensywności radiacyjnego przepływu ciepła przy obecnym stanie wiedzy możliwe jest jedynie przy założeniu modelu gazu szarego, tzn. równości emisyjności i absorpcyjności. Wzór (3.18) dla takiego przypadku ma postać

$$\alpha_{1r} = C_s a_{s\dot{c}} \epsilon_{sp} T_{sp}^3 \frac{1 - (T_{s\dot{c}}/T_{sp})^4}{1 - T_{s\dot{c}}/T_{sp}} \quad (3.34)$$

Emisyjność zapyłonej strugi, zgodnie z prawem Beera, opisuje wzór

$$\epsilon_{sp} = 1 - \exp(-k_r p s), \quad (3.35)$$

w którym k_r jest współczynnikiem osłabienia promieniowania będącym sumą odpowiednich współczynników dla promieniujących składników gazowych i pyłu

$$k_r = k_g + k_p. \quad (3.36)$$

Przy założeniu gazu szarego emisyjność spalin wyznaczyć można również z zależności

$$\epsilon_{sp} = \epsilon_p + \epsilon_g - \epsilon_p \epsilon_g. \quad (3.37)$$

Emisyjność składników gazowych wyznacza się w sposób opisany w poprzednim rozdziale, wykorzystując odpowiednie wykresy lub ich aproksymacje. Dla określenia emisyjności pyłu w technice kotłowej stosowane są dwie metody: radziecka, zalecana przez [112] i metoda VDI [115] oparta na badaniach [9].

Metoda [112] posługuje się bezpośrednio wzorem (3.35), przy czym współczynnik k_p opisuje zależność

$$k_p = \frac{43000\mu_p}{3\sqrt{1_{sp}^2 d_p^2}} \quad 1/(m \text{ MPa}) \quad (3.38)$$

Występująca we wzorze koncentracja pyłu μ_p podawana jest w kg/m_n^3 . Średnią (po jednostkowej powierzchni) średnicę cząstek pyłu zaleca się przyjmować dla palenisk pyłowych wyposażonych w młyny średnio- i szybkoobrotowe jako $16 \mu m$, a dla rusztowych $20 \mu m$.

Metody nie stosujące do obliczania emisyjności gazów wzoru Beera (Hottel, [115]) wymagają zastosowania zależności (3.37). Zalecenia norm [115] opierają się na wynikach badań podanych w [9]. Autorzy tej pracy posługują się dla określenia emisyjności pyłu wzorem Beera o postaci

$$\epsilon_p = 1 - 1 - \exp(-a_v A B_s) \quad (3.39)$$

gdzie:

- a_v - współczynnik emisji pyłu,
- A - jednostkowa powierzchnia pyłu, m^2/kg ,
- B - rzeczywista koncentracja pyłu, kg/m^3 ,
- $a_v A$ - jednostkowa powierzchnia emisji, m^2/kg .

Wartości $a_v A$ podawane są w odpowiedniej tabelicy i dla palenisk granulacyjnych zmieniają się od 9,3 do 24,5 m^2/kg (wartość średnia 19 m^2/kg). Dokładność wyznaczenia emisyjności pyłu metodą [9] określono na $\pm 10\%$.

Analizując wyniki obliczeń przeprowadzonych za pomocą obu metod, stwierdza się znaczne rozbieżności. Wynikają one już z danych wyjściowych: średnie średnice ziaren pyłu uzyskane w badaniach [9] dla kilkudziesięciu przypadków są bardzo różne (zmiennosc d_p od 6 do 29 μm tylko dla palenisk granulacyjnych), co jest w sprzeczności z zalecaną w [112] wartością 16 μm dla węgla kamiennych i brunatnych. Podobnie dla kotłów rusztowych [112] zaleca $d_p = 20 \mu m$, podczas gdy w [9] podaje się $d_p = 12 \mu m$. Przeprowadzone przez autora badania wstępne również potwierdzają silne zróżnicowanie granulacji pyłu w kotłach pyłowych na węgiel kamienny i brunatny oraz w kotłach fluidyzujących. W efekcie wyniki [112] są znacznie zawyżone w stosunku do uzyskanych metodą [9], a różnice mogą sięgać 50%. Ze względu na brak krajowych badań w tej dziedzinie trudno jest ocenić błąd popełniany przy

obliczaniu emisyjności pyłu z polskich węgli kamiennych i brunatnych za pomocą metody [112].

Przyjmując, że wartości a_{vA} nie będą wykraczały poza uzyskane w badaniach [9] dla węgla niemieckich, amerykańskich i węgierskich, można oszacować ten błąd jako 50% (względna różnica wyników metody [112] i [9]) + 10%(dokładność metody [9]), tzn.

$$\Delta \epsilon_p / \epsilon_p = 0,6 .$$

Istotne zmniejszenie tak znacznego błędu można byłoby uzyskać dopiero po przeprowadzeniu odpowiednich badań dla krajowych węgla i palenisk.

3.2.5. Oszacowanie błędów obliczania α_{1r} dla spalin zapyłonych

Błąd wyznaczenia emisyjności spalin zapyłonych określono na podstawie wzorów (3.5) i (3.37) jako

$$\frac{\Delta \epsilon_{sp}}{\epsilon_{sp}} = \frac{(1 - \epsilon_g) \epsilon_p}{\epsilon_p + \epsilon_g - \epsilon_p \epsilon_g} \frac{\Delta \epsilon_p}{\epsilon_p} + \frac{(1 - \epsilon_p) \epsilon_g}{\epsilon_p + \epsilon_g - \epsilon_p \epsilon_g} \frac{\Delta \epsilon_g}{\epsilon_g} \quad (3.40)$$

Dla spalin kotłowych maksymalne wartości wag błędów wynoszą w przybliżeniu $X_{\epsilon_p} = 0,35$ i $X_{\epsilon_g} = 0,7$.

Podobnie jak uprzednio, porównano 3 metody obliczeń - tablica 3.4:

a) emisyjność gazów wyznaczona z wykresów Hottela, emisyjność pyłu obliczona metodą [9] $a_{sć}$ wg wzoru (3.21),

Tablica 3.4

Porównanie dokładności obliczeń radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła dla spalin zapyłonych

Nr	$\Delta a_{sć} / a_{sć}$	$\Delta \epsilon_{sp} / \epsilon_{sp}$	$\Delta \alpha_{1r} / \alpha_{1r}$
a	0,09	0,07	0,16
b	0,167	0,119	0,285
c	0,31	0,385	0,695
d	0,134	0,098	0,232

- b) emisyjność gazów aproksymowana metodą Schacka, $a_{s\dot{c}}$ wg wzoru (3.21), emisyjność pyłu obliczona metodą [9],
c) emisyjność zapylnych spalin obliczona metodą [112] $a_{s\dot{c}}$ wg wzoru (3.27).

Zgodnie ze wzorem (3.40), uwzględniając wyniki uzyskane w rozdz. 3.23, otrzymano dla metody "a"

$$\Delta \epsilon_{sp} / \epsilon_{sp} = 0,35 \cdot 0,1 + 0,7 \cdot 0,05 = 0,07,$$

a dla metody "b"

$$\Delta \epsilon_{sp} / \epsilon_{sp} = 0,35 \cdot 0,1 + 0,7 \cdot 0,12 = 0,119.$$

Ten sam błąd dla metody "c" wynosi

$$\Delta \epsilon_{sp} / \epsilon_{sp} = 0,35 \cdot 0,6 + 0,7 \cdot 0,25 = 0,385.$$

Według wzoru (3.19), przy założeniu gazu szarego, maksymalny błąd względny obliczeń radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła przedstawia zależność

$$\frac{\Delta \alpha_{1r}}{\alpha_{1r}} = \frac{\Delta a_{s\dot{c}}}{a_{s\dot{c}}} + \frac{\Delta \epsilon_{sp}}{\epsilon_{sp}}, \quad (3.41)$$

którą wykorzystano do obliczenia wartości zamieszczonych w tabelicy 3.4. Z podanego zestawienia wynika, że korzystanie z metody [112] do obliczania radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła, może prowadzić do znacznych błędów, większych niż w metodzie zalecanej przez [115].

Pewną poprawę dokładności można uzyskać stosując do obliczania emisyjności gazów 3-atomowych aproksymację [48] - punkt "d" tabl. 3.4.

Nieco niższe wartości błędu obliczania α_{1r} dla spalin zapylnych niż dla niezapylnych spowodowane są nieuwzględnieniem w tabl. 3.4 trudnego do określenia błędu powstającego w wyniku założenia szarości gazu zapylnego.

Należy nadmienić, że powyższa ocena błędów została przeprowadzona przy założeniu, że grubość promieniującej warstwy spalin s jest obliczona bezbłądnie. Analizę wpływu błędności s podano poniżej.

3.2.6. Dokładność obliczeń grubości promieniującej warstwy spalin

Grubość promieniującej warstwy spalin s ma podstawowe znaczenie przy wyznaczaniu emisyjności i absorpcyjności spalin. Błąd względny emisyjności

wywołany błędem wartości s można wyznaczyć ze wzoru (3.5) i prawa Beera (3.35):

$$\Delta \epsilon_{sp} / \epsilon_{sp} = \frac{k_r ps \exp(-k_r ps)}{1 - \exp(-k_r ps)} \frac{\Delta s}{s} = X_s \frac{\Delta s}{s} \quad (3.42)$$

Wartości błędu X_s dla warunków panujących w pęczkach konwekcyjnych kotłów zmieniają się w zakresie ok. 0,75 - 1. Można więc przyjąć, że błąd wielkości s przenosi się bezpośrednio na emisyjność lub absorpcyjność spalin.

Dotychczasowe metody obliczeń [112, 115] podają wartości s dla pęczków o nieskończonych wymiarach, tzn. pomijają wpływ ścian otaczających wymiennik. Uproszczenie takie może pociągnąć za sobą znaczne błędy, co wykazano poniżej. Zależność ogólna opisująca grubość promieniującej warstwy spalin ma postać

$$s = c_s \frac{4V}{H}, \quad (3.43)$$

gdzie V jest objętością przestrzeni promieniującej na powierzchnię H . Stała c_s uwzględnia zmniejszenie emisji w ośrodkach optycznie grubych i wynosi od 0,8 do 1.

W przypadku typowych pęczków $c_s = 0,85 - 0,88$, a dla prostopadłościanu $c_s = 0,91$ [116].

Dla pęczka o podziałkach s_1 i s_2 wykonanego z rur o średnicy D i umieszczonego w kanale o wymiarach $a \times b \times c$ objętość gazu promieniującego wynosi

$$V = abc \left(1 - \frac{F}{s_1 s_2}\right), \quad (3.44)$$

gdzie:

F - powierzchnia przekroju rury.

Powierzchnię przejmującą ciepło na drodze promieniowania wyznaczyć można jako

$$H = 2(ab + bc + ac) + \frac{Labc}{s_1 s_2}, \quad (3.45)$$

gdzie:

L - długość obwodu zewnętrznego rury.

Po podstawieniu do wzoru (3.43)

$$s = c_s \frac{4s_1 s_2 - 4F}{2s_1 s_2 (1/a + 1/b + 1/c) + L} \quad (3.46)$$

Dysponując literaturowymi zależnościami do obliczania średniej drogi promieni w pęczkach o nieskończonych wymiarach [78], można wyznaczyć prawidłową wartość s dla pęczka ograniczonego jako

$$s = \frac{s_\infty}{2s_1 s_2 (1/a + 1/b + 1/c)/L + 1} = \frac{s_\infty}{x+1} \quad (3.47)$$

Błąd względny wynikający z zastąpienia wartości s przez s_∞ wyraża wzór

$$\Delta s/s = x \quad (3.48)$$

Wielkość ta dla pęczków kotłowych może sięgać 25% , wprowadzając analogiczny błąd (zawyżenie) emisyjności spalin. Błąd ten rośnie w przypadku małych kotłów, jednak nawet dla pęczka o wymiarach $10 \times 6 \times 4$ m wynosi jeszcze ok. 8%. Z uwagi na fakt, że błąd s zawsze powoduje zawyżenie wartości emisyjności i absorpcyjności, nie można go dodawać do błędów maksymalnych omawianych w poprzednich punktach rozdziału. Błędy te mogą bowiem być zarówno dodatnie, jak i ujemne. W niektórych przypadkach błędny sposób obliczania s może nawet na skutek tego poprawić wyniki obliczeń radiacyjnego współczynnika wnikania ciepła. W sytuacji kiedy jednak wystąpią błędy dodatnie, łączny błąd obliczeń α_{1r} może ulec, na skutek przyjęcia s_∞ , znacznemu podwyższeniu (o błąd względny emisyjności spalin spowodowany błędem s).

3.3. DOKŁADNOŚĆ WYZNACZENIA KONWEKCYJNEGO WSPÓŁCZYNNIKA WNIKANIA CIEPŁA WEWNĄTRZ RUR

Zagadnieniu dokładności wzorów opisujących intensywność konwekcyjnej wymiany ciepła w przewodach rurowych poświęcona jest praca [64]. Przedstawiono w niej uśrednioną zależność

$$Nu = 0,0218 Re^{0,8} Pr^n \quad (3.49)$$

gdzie:

$$n = 0,203 \operatorname{Re}^{0,0463}$$

ważną dla $\operatorname{Re} = (4 - 1000)10^3$ i $\operatorname{Pr} = 0,7 - 10$

W stosunku do wartości uzyskanych za pomocą zależności (3.49) wyniki otrzymane z dotychczas stosowanych wzorów różnią się, dla zakresu parametrów czynników spotykanych w kotłach, o 7-10%, tzn. $(\Delta \operatorname{Nu}/\operatorname{Nu})_{\max} = 0,1$. Różnice pomiędzy rezultatami z różnych wzorów zalecanych przez źródła są większe i sięgają 15%.

Czynniki płynące wewnątrz rur kotłowych to woda, para, mieszanka parowodna i powietrze. Kilkuprocentowe różnice wartości współczynnika α_2 dla wnikania ciepła do wody, pary i mieszanki mają, ze względu na znacznie większą wartość α_2 niż α_1 i związaną z tym małą wagą błędów X_{α_2} , znikomy wpływ na współczynnik przenikania ciepła. Wpływ dokładności wyznaczenia α_2 może być istotny jedynie w podgrzewaczach powietrza. Maksymalny błąd względny można wyznaczyć jako

$$\frac{\Delta \alpha_2}{\alpha_2} = \frac{\Delta \operatorname{Nu}}{\operatorname{Nu}} + \frac{\Delta \lambda}{\lambda} + \frac{\Delta d}{d} . \quad (3.50)$$

Dla parametrów powietrza spotykanych w kotłowych podgrzewaczach błąd ten wynosi

$$\frac{\Delta \alpha_2}{\alpha_2} = 0,1 + 0,035 + 0,01 = 0,145 .$$

W przypadku węzownic należałoby właściwie uwzględnić również intensyfikację wymiany ciepła na kolanach rur, tzn. określać liczbę Nusselta jako iloczyn

$$\operatorname{Nu} = \operatorname{Nu} C_R , \quad (3.51)$$

gdzie:

$$C_R = 1 + 1,77 \frac{L_R d}{L R} , \quad (3.52)$$

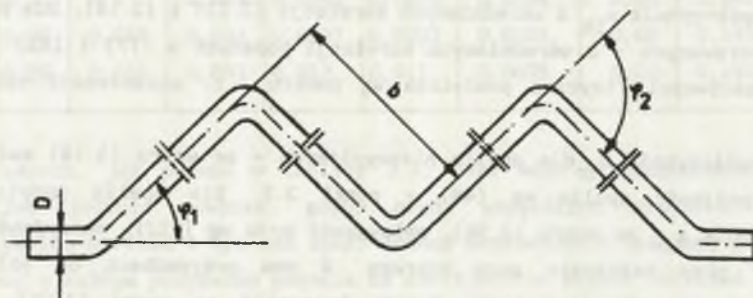
gdzie:

- L_R/L - udział odcinków kolan w całej węzownicy,
- R - promień gięcia kolan.

Wielkość C_R dla węzownic kotłowych zmienia się w granicach 1.01-1.13, a jej nieuwzględnienie pociąga za sobą analogiczny błąd wyznaczania liczby Nusselta wewnątrz rur. Jednak niewielki wpływ niedokładności współczynnika α_2 na błąd współczynnika przenikania ciepła pozwala na pominięcie poprawki C_R w obliczeniach. Błąd powstały w ten sposób nie przekracza 0,5%. Nie można natomiast pominąć wpływu gięć na intensyfikację wymiany ciepła w podgrzewaczach powietrza wykonanych z rur o kształcie przedstawionym na rys. 3.1. Obliczanie współczynnika α_2 za pomocą wzorów dla rur gładkich powoduje kilkunastoprocentowe błędy współczynnika przenikania. Należy w omawianym przypadku stosować zależność [3]

$$Nu = Nu_{gł} (b/d)^{-0,122} \varphi_{sr}^{0,127} \quad (3.53)$$

ważną dla $\varphi_{sr}/(b/d) > 1,43$, przy założeniu że średni kąt gięcia jest wyrażony w stopniach. W pozostałych przypadkach można stosować wzór dla rur gładkich.



Rys. 3.1. Rura wielokrotnie gięta

Fig. 3.1. Tube with multiple bendings

W przypadku stosowania w podgrzewaczach powietrza innego rodzaju sposobów intensyfikacji wymiany ciepła wewnątrz rur należy skorzystać z odpowiednich zależności podanych w [87]. W pracy tej przedstawiono również ocenę efektywności różnych metod intensyfikacji.

3.4. OCENA DOKŁADNOŚCI OBLICZANIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA

Wykorzystując zależność (3.6) oraz wartości błędów względnych wielkości składowych podane w punktach 3.1-3.3 wyznaczono dokładność stosowanej w kraju metody obliczania współczynnika przenikania ciepła [112].

Obliczenia prowadzono dla typowych pęczków kotłowych opisanych w tablicach 3.1 i 3.5. Błąd względny współczynnika wnikania ciepła α_1 obliczono wykorzystując informacje podane w punktach 3.1 i 3.2 zgodnie ze wzorem:

$$\frac{\Delta\alpha_1}{\alpha_1} = \frac{\alpha_{1r}}{\alpha_1} \left(\frac{\Delta\alpha_{1r}}{\alpha_{1r}} \right) + \frac{\alpha_{1k}}{\alpha_1} \left(\frac{\Delta\alpha_{1k}}{\alpha_{1k}} \right) \quad (3.54)$$

Wyniki obliczeń zestawiono w tablicy 3.5. Maksymalny błąd względny stopnia efektywności cieplnej $\Delta\Psi/\Psi$ przyjęto dla metody [112] stosowanej w warunkach polskich, na podstawie [101], jako 40%.

W celu podwyższenia dokładności obliczeń zaproponowano poniżej metodę, dla której błędy względne wielkości występujących we wzorze (3.3) są mniejsze. Zasady tej metody podano w punktach poniżej.

1. Współczynnik przenikania ciepła jest obliczany z zależności (3.3) bądź dla układów ożebrowanych z (3.4).

2. Współczynnik α_{1k} z uśrednionych korelacji (3.13) i (3.14). Dla powierzchni ożebrowanych - z uśrednionych korelacji podanych w [17] i [85] - punkt 3.5. Właściwości fizyczne powietrza wg punktu 3.1, właściwości spalin wg [112].

3. Współczynnik α_{1r} dla spalin niezapylnych - ze wzoru (3.18) emisyjność i absorpcyjność spalin wg [48] - punkt 3.5. Dla spalin zapylnych - współczynnik α_{1r} ze wzoru (3.34), emisyjność pyłu wg [112], emisyjność gazów wg [48] przy założeniu gazu szarego. W obu przypadkach do obliczenia zastępczej emisyjności ścianki należy korzystać ze wzoru (3.21). Łączna emisyjność gazów i pyłu - ze wzoru (3.37).

4. Stopień efektywności cieplnej zgodnie z rozdz. 5.9. Prezentowana tam metoda pozwala określić Ψ z dokładnością do ok. 5%.

5. Współczynnik α_2 ze wzoru (3.49).
W obu porównywanych metodach przyjęto dokładność danych na temat współczynnika przewodzenia ciepła dla stali rurowej $\Delta\lambda_m = \pm 5\%$ oraz dokładność wykonania średnic rur $\Delta D/D = \Delta d/d = 1\%$. Obliczenia przeprowadzono dla spalin zapylnych. Dokładność współczynnika α_2 przyjęto jednakową dla obu porównywanych przypadków $\Delta\alpha_2/\alpha_2 = 0,145$.

Analizując uzyskane wyniki (tabl. 3.5), można zauważyć znaczną poprawę dokładności obliczeń przy zastosowaniu metody proponowanej w niniejszej pracy. Szczególne znaczenie ma tu podniesienie dokładności wyznaczenia stopnia efektywności cieplnej oraz współczynnika wnikania ciepła od strony spalin. Jest sprawą oczywistą, że wystąpienie tak znacznych błędów

Tablica 3.5

Porównanie dokładności obliczeń współczynnika przenikania ciepła metodą [112] i proponowaną w niniejszej pracy

1 - przegrzewacz pary świeżej, 2 - podgrzewacz wody, 3 - przegrzewacz międzystopniowy, 4 - podgrzewacz powietrza z rur stalowych, 5 - podgrzewacz powietrza z rur szklanych

Nr	$\frac{\alpha_{1r}}{\alpha_1}$	$X_{\alpha_1} \frac{\Delta\alpha_1}{\alpha_1}$	$X_{\alpha_2} \frac{\Delta\alpha_2}{\alpha_2}$	$X_D \frac{\Delta D}{D}$	$X_d \frac{\Delta d}{d}$	$X_{\lambda_m} \frac{\Delta\lambda_m}{\lambda_m}$	$X_{\psi} \frac{\Delta\psi}{\psi}$	$\frac{\Delta k}{k}$	Metoda
1	0,4	0,365	0,008	0,0016	0,0014	0,001	0,4	0,777	[112]
2	0,2	0,251	0,002	0,0005	0,0005	0,0004	0,4	0,654	
3	0,3	0,28	0,0142	0,0015	0,0014	0,0004	0,4	0,698	
4	0,05	0,121	0,0422	0,0031	0,0032	0,0001	0,4	0,57	
5	0,05	0,045	0,097	0,012	0,011	0,0035	0,4	0,569	
1	0,4	0,119	0,008	0,0016	0,0014	0,001	0,05	0,181	nowa
2	0,2	0,092	0,002	0,0005	0,0005	0,0004	0,05	0,145	
3	0,3	0,1	0,014	0,0015	0,0014	0,0004	0,05	0,167	
4	0,05	0,048	0,042	0,0031	0,0032	0,0001	0,05	0,146	
5	0,05	0,018	0,097	0,012	0,011	0,0035	0,05	0,192	

względnych, jak podano w tablicy 3.5, jest mało prawdopodobne. Byłoby to możliwe jedynie wówczas, gdyby błędy wszystkich składników posiadały maksymalną wartość i ten sam znak. Jednak zastosowanie opisanej powyżej nowej metody w każdym przypadku pozwala na zmniejszenie błędów obliczeń niezależnie od ich rzeczywistej wartości. Należy zauważyć, że porównanie przeprowadzono przy założeniu, że w obu przypadkach do wyznaczenia współczynnika k stosuje się wzór (3.3) oraz że grubość promieniującej warstwy spalin nie jest obciążona błędem. Stosując, ściśle wg metody radzieckiej, wzór (3.2) do obliczania k oraz wzory do obliczania grubości promieniującej warstwy spalin wyprowadzone dla nieskończonego pęczka należy się liczyć z dalszym wzrostem błędów w stosunku do podanych w tablicy 3.5. Tych błędów nowa metoda unika.

3.5. ZWERYFIKOWANE WZORY OBLICZENIOWE

Przeprowadzona w poprzednich rozdziałach ocena stosowanych w technice kotłowej wzorów dowodzi występowania znacznych rozbieżności wyników w zależności od przyjętej metody obliczeń. Na podstawie analiz oraz badań empirycznych opracowano poniższe zestawienie wzorów, które pozwalają na obliczenie współczynnika przenikania ciepła w pęczkach konwekcyjnych kotłów z najwyższą, przy aktualnym stanie wiedzy, dokładnością.

3.5.1. Współczynnik przenikania ciepła

Dla wymienników z rur gładkich stosować należy wzór (3.3), natomiast dla pęczków ożebrowanych (3.4).

3.5.2. Stopień efektywności cieplnej

Wpływ rozmaitych zjawisk pogarszających wymianę ciepła określa zależność (5.65).

3.5.3. Współczynnik wnikania ciepła od strony spalin

$$\alpha_1 = \alpha_{1k} + \alpha_{1r} \quad (3.55)$$

A. Współczynnik wnikania ciepła drogą konwekcji przy poprzecznym omywanlu pęczków rur

$$\alpha_{1k} = \text{Nu}_{cz} \lambda / D \quad (3.56)$$

Występujące w podanych dalej wzorach liczby Reynoldsa i Prandtla należy wyznaczać dla średniej w obrębie pęczka temperatury czynnika.

Liczbę Reynoldsa opisuje zależność

$$\text{Re} = \frac{wD}{\nu}, \quad (3.57)$$

gdzie w jest prędkością czynnika w największym przekroju pęczka w płaszczyźnie poprzecznej do kierunku napływu.

Liczbę Nusselta należy wyznaczać z poniższych zależności:

- Rury gładkie, układ korytarzowy - rys. 2.1a, - wzór (3.13).
- Rury gładkie, układ przestawny - rys. 2.1b, - wzór (3.14).
- Rury ożebrowane poprzecznie, układ przestawny [17] - rys. 2.6.

$$Nu = 0,157(s/D)^{0,263} (h/D)^{-0,223} \sigma_1^{0,17} \sigma_2^{-0,101} Re^{0,679} Pr^{0,44} \quad (3.58)$$

Wzór ważny dla $Re = (2-30)10^3$ przy $\sigma_1 = 1,1 - 4$ i $\sigma_2 = 1,05 - 2,5$ przy stopniu ożebrowania $\epsilon_2 = 2 - 22$. Stopień ożebrowania jest stosunkiem całkowitej powierzchni rury ożebrowanej do powierzchni rury gładkiej o tej samej długości.

d. Rury ożebrowane poprzecznie, układ korytarzowy [17] - rys. 2.6

$$Nu = 0,241 \epsilon_2^{-0,4} Re^{0,646} Pr^{0,44} \quad (3.59)$$

Wzór ważny dla $Re = (2 - 30)10^3$ przy $\sigma_1 = 1,7 - 3$ i $\sigma_2 = 1,8 - 3$ oraz stopniu ożebrowania $\epsilon_2 = 3 - 17$.

e. Rury opłętowane, układ przestawny [85] - rys. 2.2a

$$Nu = 0,25 \sigma_1^{0,24} \sigma_2^{-0,31} Re^{0,612} Pr^{0,44} \quad (3.60)$$

Wzór ważny dla $Re = (2 - 25)10^3$ przy $\sigma_1 = 1,5 - 3,8$ i $\sigma_2 = 0,6 - 3,8$.

f. Rury opłętowane, układ korytarzowy [85] - rys. 2.2b

$$Nu = 0,0438 \sigma_1^{-0,206} \sigma_2^{0,972} Re^{0,691} Pr^{0,44} \quad (3.61)$$

Wzór ważny dla $Re = (2,5 - 22)10^3$ przy $\sigma_1 = 2 - 4,4$ i $\sigma_2 = 2,6 - 3,5$.

g. Rury opłętowane z żebrami pod kątem do kierunku przepływu spalin - schemat pęczka rys. 2.4, układ przestawny i korytarzowy [2] dla $\varphi = 30^\circ$

$$Nu = 0,2 Re^{0,647} Pr^{0,44} \quad (3.62)$$

dla $\varphi = 45^\circ$

$$Nu = 0,631 Re^{0,564} Pr^{0,44} \quad (3.63)$$

Wzory (3.62) i (3.63) ważne dla $Re = (2,5-20)10^3$ przy $\sigma_1 = 2 - 2,6$ i $\sigma_2 = 3,05$.

h. Pęczki membranowe przestawne [85] - rys. 2.3a

$$Nu = 0,191 \sigma_1^{-0,248} Re^{0,675} Pr^{0,44} \quad (3.64)$$

Wzór ważny dla $Re = (2,5-25)10^3$ przy $\sigma_1 = 1,6 - 4$ i $\sigma_2 = 0,76 - 2,5$

i. Pęczki membranowe korytarzowe [85] - rys. 2.3b

$$Nu = 0,0645 Re^{0,741} Pr^{0,44} \quad (3.65)$$

Wzór ważny dla $Re = (3-25)10^3$ przy $\sigma_1 = 1,5 - 4,2$ i $\sigma_2 = 1,45 - 3,2$.

j. Układy grodziowe (korytarzowe układy rur gładkich o podziałkach $\sigma_1 \geq 10$ i $\sigma_2 = 1 - 2$) [102] - rys. 2.7

dla $\sigma_2 = 1 - 1,25$

$$Nu = 0,0348 \sigma_2 (1 + 2,1 \sigma_2^{0,83}) Re^{0,65} \quad (3.66)$$

dla $\sigma_2 = 1,25 - 2$

$$Nu = \frac{0,859}{n\sigma_2} \left[0,48 \sigma_2^{1,315} + (n-3)(0,125 + \lg\sigma_2) \right] Re^{0,65}, \quad (3.67)$$

gdzie:

n - liczba rzędów rur.

Dla pęczków omywanych spalinami należy liczbę Nu uzyskaną z powyższych wzorów pomnożyć przez

$$\left(\frac{T_{sp}}{T_{śc}} \right)^{0,12} \quad (3.68)$$

B. Współczynnik wnikania ciepła drogą promieniowania

a. Spaliny niezapyłone - wzór (3.18).

b. Spaliny zapyłone - wzór (3.34).

c. Grubość promieniującej warstwy spalin

- dla pęczków rur gładkich i ożebrowanych wzdłużnie - wzór (3.46),

- dla pęczków rur ożebrowanych poprzecznie

$$s = 0,15 s_{gl}, \quad (3.69)$$

gdzie:

s_{gl} - dla pęczka rur gładkich o tych samych podziałkach.

d. Emisyjność CO₂ i H₂O

dla CO₂

$$\varepsilon_C = 1 - \exp[-k_{tC}(r_C ps)]^{n_R} \quad (3.70)$$

dla H₂O

$$\varepsilon_H = 1 - \exp[-k_{tH}(r_H ps)]^{n_H} \quad (3.71)$$

Współczynniki k_{tC} i k_{tH} należy obliczać z zależności

$$k_t = k_a + k_b (t/1000), \quad (3.72)$$

przy czym odpowiednie wartości k_a , k_b oraz n zestawiono w [48].

Łączną emisyjność CO₂ i H₂O wyraża wzór (3.30). Występujący w nim parametr β określony jest wzorem [48]

$$\beta = 1 + a(pr_H/100)^{0,86}, \quad (3.73)$$

gdzie:

$$a = 0,6225 - 0,1346 \lg(pr_H s).$$

Wartości liczbowe występujące w powyższych wzorach przystosowane są do ciśnień podanych w kPa.

e. Absorpcyjność CO₂ i H₂O

- wyznacza się analogicznie do emisyjności dla $t = t_{śc}$ i ciśnienia

$$p = p \cdot T/T_{śc}$$

Uzyskane w ten sposób wartości emisyjności dla temperatury ścianki należy mnożyć przez

$$(T_{sp}/T_{śc})^n,$$

gdzie:

$$n = 0,65 \text{ dla CO}_2 \text{ i } 0,45 \text{ dla H}_2\text{O}.$$

f. Emisyjność pyłu

$$\varepsilon_p = 1 - \exp(-k_p ps), \quad (3.74)$$

gdzie k_p z zależności (3.38).

g. Emisyjność spalin zapylnych - wzór (3.37).

h. Zastępcza emisyjność ścianki - wzór (3.21).

3.5.4. Konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła dla przepływu wewnątrz rur

$$\alpha_2 = Nu\lambda_{cz}/d \quad (3.75)$$

Liczbę Nusselta należy wyznaczać ze wzoru (3.49).

3.5.5. Temperatura ścianki rur

$$t_{śc} = t_{cz} + [1/\alpha_2 + 0,5(D-d)/\lambda_m]q. \quad (3.76)$$

3.5.6. Właściwości czynników

a. Powietrze, $t = 50-600^\circ\text{C}$, ciśnienie 0,1 MPa

- liczba Prandtla - wzór (3.15),
- kinematyczny współczynnik lepkości - wzór (3.16),
- współczynnik przewodzenia ciepła - wzór (3.17).

b. Pozostałe czynniki wg [112].

3.5.7. Współczynnik przewodzenia ciepła stali kotłowych

Dla wyznaczonej zgodnie ze wzorem (3.76) temperatury ścianki należy wartość λ_m odczytać z wykresu rys. 3.2.

3.5.8. Sprawność żeber

a. Żebra wzdłużne

$$\eta_2 = \frac{t_{gh}(U \cdot h')}{Uh'} \quad (3.77)$$

gdzie:

h' - skorygowana wysokość żeber

- dla układów membranowych $h' = h$ (rys. 2.3),

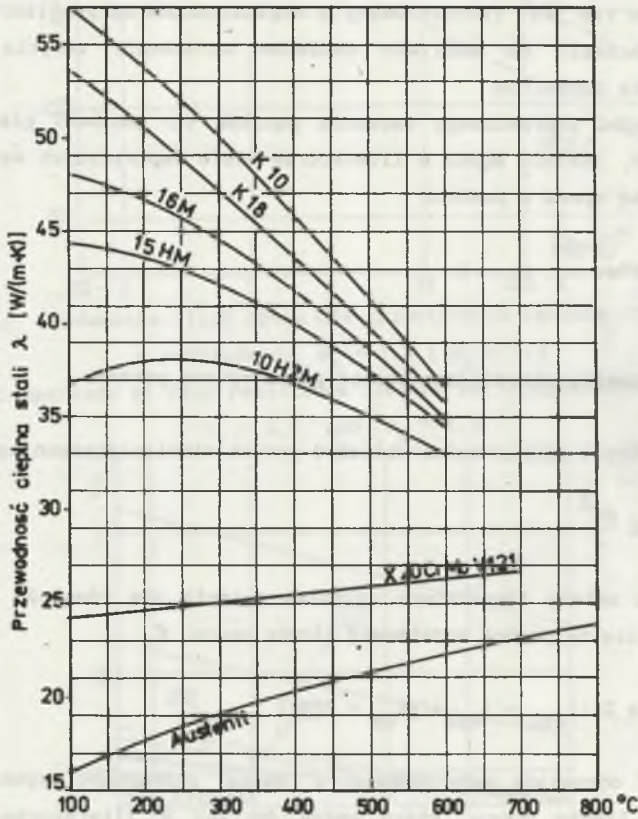
- dla pęczków opłętowanych $h' = h + b/2$ (rys. 2.2),

U - wskaźnik ożebrowania liczony jako:

$$U = \sqrt{\frac{2\alpha_1}{b\lambda_m}} \quad (3.78)$$

b. Żebra poprzeczne

Najprościej obliczać sprawność za pomocą wzoru (3.77), mnożąc uzyskaną wartość przez odpowiednią poprawkę zgodnie z [105], [116].



Rys. 3.2. Współczynnik przewodzenia ciepła stali kotłowych

Fig. 3.2. Thermal conductivity of boiler steels

4. OBLICZENIE AERODYNAMICZNE KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH

Prawidłowe obliczenie spadku ciśnienia czynnika omywającego pęczki wymienników ciepła ma zasadnicze znaczenie dla właściwego doboru wentylatorów. Problem ten jest również ważny w zagadnieniach optymalizacyjnych, gdzie istotne znaczenie ma możliwie dokładne określenie zużycia energii na przetłaczanie czynników.

W przypadku poprzecznego omywania pęczków rur zarówno gładkich, jak i ożebrowanych, znaleźć można w literaturze wiele empirycznych wzorów określających liczbę oporu o postaci

$$\xi = f(\text{Re}, x_1, x_2, \dots), \quad (4.1)$$

gdzie:

x_1 - parametry określające postać geometryczną pęczka.

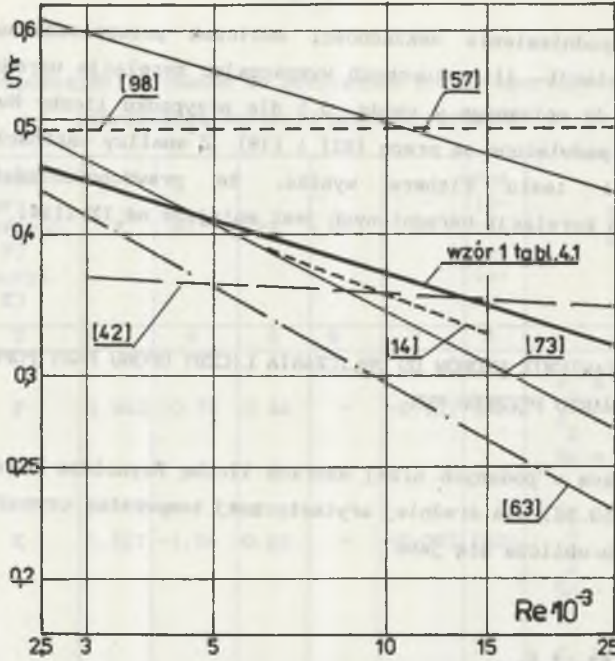
Znając liczbę oporu, można obliczyć spadek ciśnienia czynnika jako

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w^2}{2}. \quad (4.2)$$

W przypadku zmiany temperatury czynnika zmienia się również ρ i w , co uwzględnia się za pomocą dodatkowej liczby oporu ξ_t

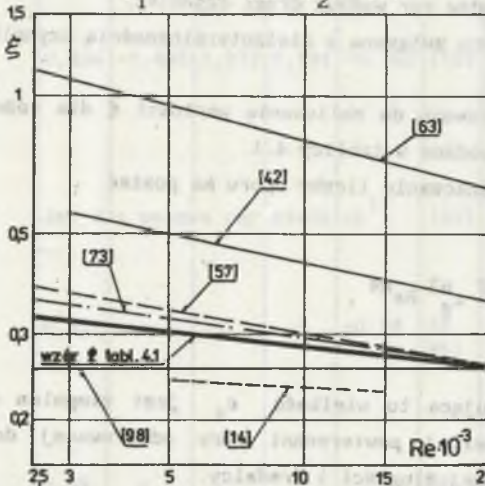
$$\xi_t = \pm 2[(t_{cz2} - t_{cz1}) / (t_{cz} + 273)]. \quad (4.3)$$

Znak "plus" odpowiada podgrzewaniu, a "minus" chłodzeniu czynnika. Wzory do obliczania liczby oporu, które można spotkać w literaturze, różnią się znacznie między sobą i opisując ten sam przypadek dają wyniki różniące się nieraz o ponad 100%. Uniemożliwia to zarówno prawidłowe dobranie wentylatorów, jak i prowadzenie obliczeń porównawczych spadku ciśnienia. Porównanie przebiegów zmienności liczby oporu w funkcji Re dla wybranych przypadków (przeliczone dla jednego rzędu, $z_2 = 1$) przedstawiono na rysunkach 4.1-4.2.



Rys. 4.1. Porównanie liczb oporu dla przestawnych pęczków rur gładkich o podziałkach $\sigma_1 = 1,5$ i $\sigma_2 = 1,3$

Fig. 4.1. Comparison of flow resistance factors for staggered tube banks with $\sigma_1 = 1,5$ and $\sigma_2 = 1,3$



Rys. 4.2. Porównanie liczb oporu dla korytarzowych pęczków rur gładkich o podziałkach $\sigma_1 = \sigma_2 = 1,5$

Fig. 4.2. Comparison of flow resistance factors for in - line tube banks with $\sigma_1 = \sigma_2 = 1,5$

W celu podniesienia dokładności obliczeń przeprowadzono statystyczną analizę korelacji literaturowych wyznaczając korelacje uśrednione w sposób analogiczny do opisanego w rozdz. 3.1 dla przypadku liczby Nusselta. Zagadnieniu temu poświęcone są prace [82] i [18]. Z analizy wartości współczynnika korelacji i testu Fishera wynika, że prawdopodobieństwo błędności wyznaczonych korelacji uśrednionych jest mniejsze od 1% [114].

4.1. ZESTAWIENIE WZORÓW DO OBLICZANIA LICZBY OPORU PRZY POPRZECZNYM OMYWANIU PĘCZKÓW RUR

Występującą w podanych niżej wzorach liczbę Reynoldsa należy wyznaczać z zależności (3.57) dla średniej arytmetycznej temperatur czynnika w pęczku. Liczbę oporu oblicza się jako

$$\xi_c = \xi_{z_2} + \xi_t \quad (4.4)$$

gdzie:

z_2 - liczba rzędów rur wzdłuż drogi czynnika,

ξ_t - liczba oporu związana z nieizotermicznością czynnika - wzór (4.3).

Współczynniki równań do obliczania wartości ξ dla różnych postaci geometrycznych pęczka podano w tabelicy 4.1.

Ogólny wzór do wyznaczania liczby oporu ma postać

$$\xi = Co_1^{n1} \sigma_2^{n2} \epsilon_2^{n3} Re^{n4} \quad (4.7)$$

przy czym występująca tu wielkość ϵ_2 jest stopniem ożebrowania będącym stosunkiem całkowitej powierzchni rury ożebrowanej do powierzchni rury gładkiej o tej samej długości i średnicy.

Tablica 4.1

Współczynniki równań do obliczania liczby oporu przy
poprzecznym omywaniu pęczków rurowych

Typ pęczka	Układ rur (przest. - P) (koryt. - K)	C	n1	n2	n3	n4	Poz. li- te- ra- tu- ry	Zakres ważności
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Pęczek rur gładkich	P	1,863	-0,74	0,46	-	-0,157	[82]	$\sigma_1 = 1,5-4;$ $\sigma_2 = 1,3-3;$ $Re = (2,5-25)10^3$
Pęczek rur gładkich	K	0,927	-1,56	0,85	-	-0,093	[82]	$\sigma_1 = 1,5-4;$ $\sigma_2 = 1,5-3;$ $Re = (2,5-25)10^3$
Pęczek rur ożebrowanych poprzecznie	P	4,19	-0,45	0,178	0,528	-0,255	[18]	$\sigma_1 = 1,6-4,2;$ $\sigma_2 = 1,2-4;$ $\epsilon = 2-17;$ $Re = (2-30)10^3$
Pęczek rur ożebrowanych poprzecznie	K	0,436	-1,485	1,272	0,581	-0,102	[18]	$\sigma_1 = 2,1-4;$ $\alpha_2 = 1,2-4;$ $\epsilon = 2-17;$ $Re = (2-30)10^3$
Pęczek rur opłętowanych	P	Jak dla pęczka rur gładkich ¹⁾					[42]	Nie podano
Pęczek rur opłętowanych	K	0,93	-	-	-	-0,14	[2, 85]	$\sigma_1 = 2-2,6;$ $\sigma_2 = 3-3,1;$ $Re = (3-20)10^3$ Poza tym zakresem można przyjmować $\xi = 0,9 \xi_{gł}$
Pęczek diagonalny	P i K	0,38	-	-	-	-	[2]	$\varphi = 30^\circ; \sigma_1, \sigma_2$ i Re Jw.
		1,55	-	-	-	-	[2]	$\varphi = 45^\circ; \sigma_1, \sigma_2$ i Re Jw.

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Pęczek membranowy	P	3,24	-0,56	-0,49	-	-0,233	[58, 60]	$\sigma_1 = 2,13-3,55;$ $\sigma_2 = 0,92-2,51;$ $Re = (2,5-25)10^3$
Pęczek membranowy ²⁾	K	0,2	-0,65	0,42	-	-	[59]	$\sigma_1 = 1,5-4,2;$ $\sigma_2 = 1,4-3,2;$ $Re = (2,5-25)10^3$

1) Gdy $a < 5b$ (rys. 2.2), należy uwzględnić zmniejszenie swobodnego przekroju między rurami przez płetwę:

$$F_{\text{swob}} = F_{\text{kanału}} - z_1 l(D+b')$$

gdzie $b' = Xb$, l - długość rury,

przy czym:

dla a) $b = 2 - 5$

$$X = (5 - a/b)/3$$

dla a) $b = \leq 2$

$$X = 1$$

2) Liczbę oporu dla tego przypadku należy obliczać ze wzoru

$$\xi = C(\sigma_1 - 1)^{n_1}(\sigma_2 - 1)^{n_2}$$

5. CHARAKTERYSTYKA OSADÓW POPIOŁU ORAZ ICH WPLYW NA WYMIANĘ CIEPŁA

5.1. WPROWADZENIE

W trakcie pracy kotła powierzchnie konwekcyjne ulegają zanieczyszczeniu osadami popiołu lotnego, co w znacznym stopniu pogarsza wymianę ciepła. Prawidłowe określenie stopnia efektywności powierzchni lub oporu cieplnego osadu będących miarą negatywnego wpływu zanieczyszczeń na wymianę ciepła stwarza poważne problemy. Porównując wyniki obliczeń cieplnych prowadzonych zgodnie z [112] z wynikami pomiarów, można stwierdzić istotne rozbieżności [47, 101]. Różnice między zalecanymi w [112] i wyznaczonymi z pomiaru wartościami oporu cieplnego osadów przekraczają 100%. Obserwuje się w efekcie niedotrzymywanie wymaganych temperatur pary na wylocie z kotła, nadmiernie wysokie wtryski oraz bardzo często spotykane zbyt niskie temperatury podgrzania powietrza [47]. Błędne obliczenie powierzchni konwekcyjnych było powodem kosztownych modernizacji prawie wszystkich prototypów krajowych kotłów dużej mocy.

Problem określenia wpływu osadów popiołu na wymianę ciepła w kotłowych pęczkach konwekcyjnych ma więc duże znaczenie praktyczne. Jednak mimo licznych prac w tej dziedzinie brak jest zarówno ogólnej teorii występujących tu zjawisk, jak i metod obliczeniowych o wymaganej dokładności.

W dalszej części rozdziału przedstawiono badania osadów popiołu występujących w kotłach oraz opracowano nowe metody obliczania wpływu zanieczyszczeń na wymianę ciepła w pęczkach konwekcyjnych.

5.2. SYSTEMATYKA OSADÓW

W związku z dużą liczbą fizycznych i chemicznych czynników mających wpływ na tworzenie się osadów na powierzchniach konwekcyjnych kotła oraz z uwagi na znaczną różnorodność powstałych zanieczyszczeń, można przeprowadzić następującą ich klasyfikację:

- ze względu na stopień związania cząstek:

- a) osady sypkie,
- b) osady związane (spieczone);

- ze względu na charakterystyczny zakres temperatur spalin i związany z nim stopień zmetamorfizowania osadów;

a) osady wysokotemperaturowe występujące na powierzchniach grodziowych oraz na końcowych stopniach przegrzewaczy i festonach.

Charakterystyczne temperatury spalin, w warunkach krajowych, mieszczą się w zakresie ok. 1050 - 800°C. Osady te są silnie zmetamorfizowane w stosunku do tworzącego je popiołu lotnego;

b) osady średnotemperaturowe pokrywające przegrzewacze umieszczone w głębi ciągu konwekcyjnego oraz podgrzewacze wody. Odpowiadają im temperatury spalin od ok. 800°C do temperatury rosy spalin t_r . Skład chemiczny osadów tego typu jest zbliżony do składu popiołu lotnego. Podane charakterystyczne zakresy temperatur spalin odpowiadają zbadanym przez autora przypadkom osadów występujących w krajowej energetyce i w ogólnym przypadku mogą być przyjmowane tylko orientacyjnie. Obecność w popiele lotnym znacznych ilości związków o niskiej temperaturze topnienia może dość znacznie obniżyć temperaturę rozgraniczającą osady wysoko- i średnotemperaturowe.

c) osady niskotemperaturowe występujące na "zimnym końcu" podgrzewacza powietrza i na podgrzewaczach wody małych kotłów przy temperaturach spalin niższych od t_r . Mogą osiągać znaczne rozmiary ze względu na dodatkowy czynnik wiążący, jakim jest rosa wykroplona ze spalin;

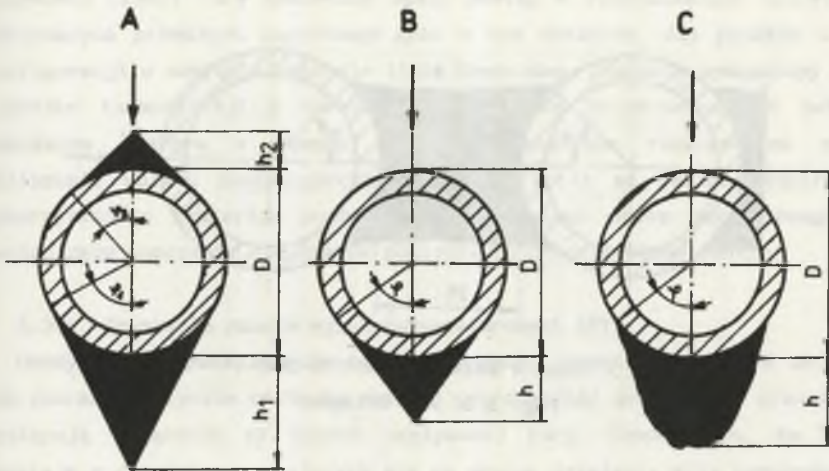
-ze względu na skład chemiczny:

- a) osady glinokrzemianowe,
- b) osady alkaliczne,
- c) osady siarczanowe,
- d) osady fosforanowe,
- e) osady ferrytyczne;

- ze względu na kształt:

- a) osady styczne jedno- i dwustronne - rys. 5.1,
- b) osady równoległe - rys. 5.2,
- c) mostki międzyrurowe - rys. 5.3.

Osady o kształcie stycznym stanowią formę najbardziej rozpowszechnioną i mogą występować na wszystkich powierzchniach kotła. Osady równoległe są charakterystyczne dla strefy wysokotemperaturowej, podczas gdy mostki międzyrurowe spotkać można głównie w obszarze średnotemperaturowym. Osady równoległe są spieczone, natomiast mostki tworzy na ogół popiół sypki.



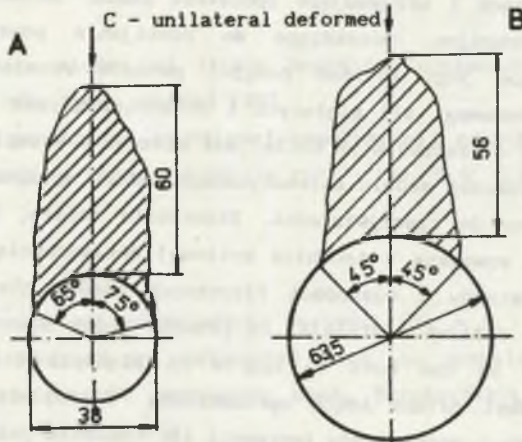
Rys. 5.1. Typowe kształty osadów sypkich:

A - dwustronny styczny, B - jednostronny styczny,

C - jednostronny zdeformowany

Fig. 5.1. Typical shapes of dust deposits:

A - bilateral wedge-shaped, B - unilateral wedge-shaped,



Rys. 5.2. Typowe kształty osadów zestalonych (osady jednostronne równoległe)

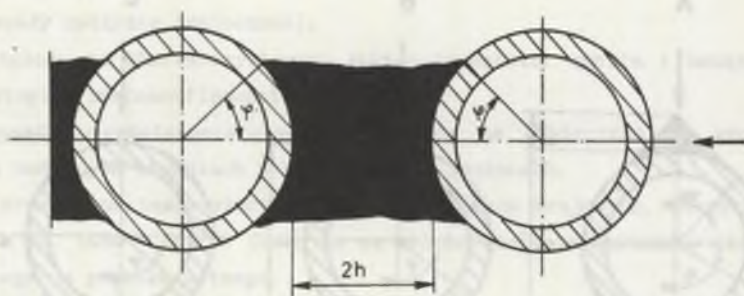
A - przegrzewacz końcowy OP380 E1. Łaziska

B - feston parownika w tym samym kotle

Fig. 5.2. Typical shapes of sintered deposits fin-shaped deposits

A - final superheater, boiler OP 380, Łaziska,

B - evaporator tube



Rys. 5.3. Osad w kształcie mostka popiołowego

Fig. 5.3. Ash bridges

5.3. FIZYKOCHEMICZNE PODSTAWY TWORZENIA SIĘ OSADÓW POPIOŁU

Tworzenie się osadów popiołu na powierzchniach rur konwekcyjnej części kotła jest procesem, na który składa się wiele zjawisk dających się podzielić na dwie grupy: pierwsza, to zjawiska prowadzące do osadzania się popiołu lotnego na rurach i utrzymujące spójność osadu, natomiast drugą stanowią procesy destrukcyjne, prowadzące do rozbijania powstałego osadu oraz uniemożliwiające jego rozrost powyżej pewnych rozmiarów wynikających z dynamicznej równowagi sił wiążących i niszczących osad. Proces powstawania zanieczyszczeń w rzeczywistym kotle jest niezwykle skomplikowany i mimo prób brak jest dotychczas modelu matematycznego, który opisywałby jego przebieg w sposób zbliżony do rzeczywistości. Stworzenie modelu, który pozwoliłby na obliczenie, z wymaganą w technice kotłowej dokładnością, czasu narastania, końcowych rozmiarów i własności fizycznych osadu, nie jest przy obecnym stanie wiedzy możliwe. Istnieją, co prawda, próby stworzenia takich modeli [8, 29], ale są one bądź to oparte na błędnych założeniach, bądź też wprowadzają zbyt daleko idące uproszczenia. Generalnie np. pomijają fakt istnienia różnych mechanizmów tworzenia się osadów w poszczególnych strefach ciągu konwekcyjnego w zależności od temperatury spalin.

Aby model matematyczny mógł być wiarygodny, konieczna byłaby znajomość własności termicznych, mechanicznych i elektrostatycznych oraz granulacji poszczególnych składników popiołu lotnego w funkcji temperatury, znajomość własności fizykochemicznych powierzchni już istniejącego osadu (zmiennych w czasie) itp.

W celu zbudowania modelu osadów powstających w strefie cyrkulacyjnej na sphywowej części rury konieczny byłby postęp w rozwiązaniach teoretycznych dotyczących przepływu zapyłonego gazu w tym obszarze, dla pęczków o różnej konfiguracji w szerokim zakresie liczb Reynoldsa. Zbadania wymagałoby również zjawisko termodyfuzji w turbulentej warstwie przyściennej. W związku z powyższym jedynym w obecnej chwili praktycznym rozwiązaniem problemu obliczania wpływu zanieczyszczeń na pracę kotła są badania empiryczne z wykorzystaniem kryteriów podobieństwa. Natomiast próbę jakościowego opisu mechanizmów tworzenia się osadów popiołowych przedstawiono poniżej.

5.3.1. Powstanie osadów wysokotemperaturowych (WT)

Osady tego typu występują na ogół powyżej temperatury spalin ok. 800°C. Ich charakterystyczne cechy to znaczna wytrzymałość mechaniczna oraz fakt, że występują wyłącznie na części napływowej rury. Dowodzi to, że osad WT powstaje z cząstek poruszających się na skutek działania siły bezwładności po torach zbliżonych do prostoliniowych i napotykających na swej drodze rurę.

Prawdopodobieństwo trafienia rury przez cząstkę η_p jest funkcją liczby Stokesa

$$\text{Stk} = C \frac{d_p^2 \rho_p w_o}{18\nu_{sp} \rho_{sp} D} \quad (5.1)$$

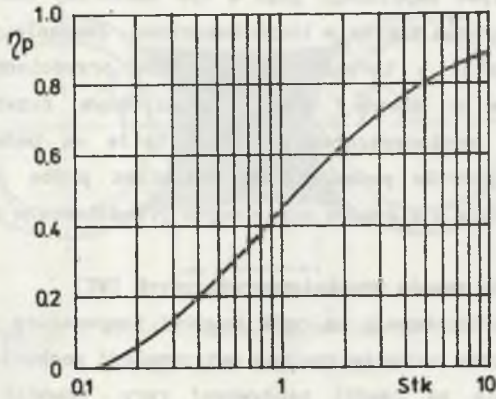
gdzie stała C jest zależna od liczby Reynoldsa odniesionej do średnicy cząstki oraz od liczby oporu cząstki [39].

Wartość η_p jest stosunkiem wyjściowej współrzędnej cząstki, przy której cząstka trafia jeszcze w rurę, i średnicy rury - rys. 5.4, 5.5

$$\eta_p = \frac{2y}{D} \quad (5.2)$$

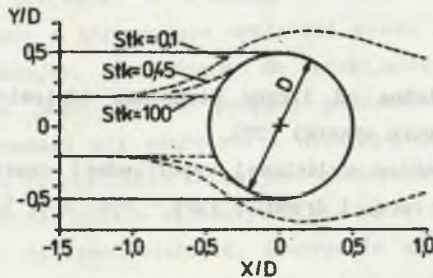
Z rys. 5.4 wynika, że po przekroczeniu wartości $\text{Stk} = 0,1$ ziarna popiołu lotnego przestają docierać do powierzchni rury, co pozwala na obliczenie minimalnej średnicy cząstek tworzących osad. Przekształcając (5.1) przy założeniu $\text{Stk} = 0,1$, uzyskuje się

$$d_{p \text{ min}} = \sqrt{\frac{1,8\nu_{sp} \rho_{sp} D}{w_o \rho_p}} \quad (5.3)$$



Rys. 5.4. Prawdopodobieństwo zderzenia cząstki z powierzchnią rury w funkcji liczby Stokesa

Fig. 5.4. Probability of the collision between ash particle and tube surface in relation to Stokes number

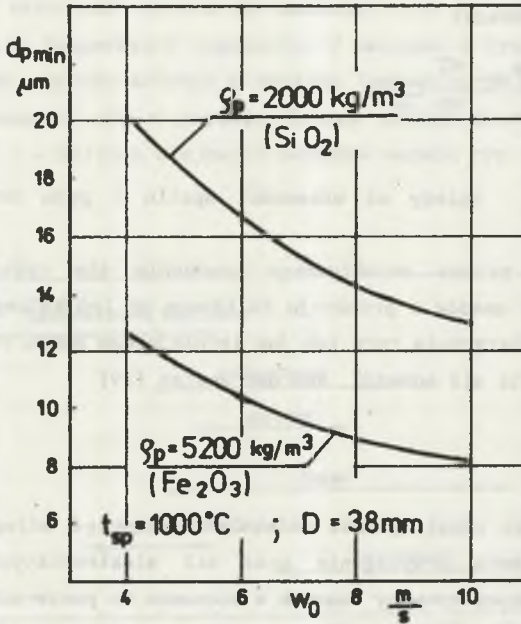


Rys. 5.5. Tory cząstek popiołu w funkcji liczby Stokesa

Fig. 5.5. Influence of Stokes number upon ash particle trajectories

Przedstawione na rys. 5.6 krzywe $d_p = f(w_o, \rho_p)$ pozwalają zauważyć, że przy równomiernym składzie ziarnowym wszystkich składników popiołu do rury dociera więcej cząstek o dużej gęstości. Tłumaczy to relatywnie wysoki udział Fe_2O_3 ($\rho_p = 5200 \text{ kg/m}^3$) w osadzie w stosunku do udziału tego składnika w popiele lotnym.

Jest oczywiste, że struktura ziarnowa osadu musi się zmieniać w zależności od współrzędnej kątowej. Duże ziarna (wysokie wartości Stk) poruszając się prawie prostoliniowo, uderzają w całą powierzchnię napływową rury.



Rys. 5.6. Minimalna średnica ziaren popiołu uderzających w rurę w funkcji prędkości spalin i gęstości ziarna

Fig. 5.6. Influence of flue gas velocity and fly ash density on the minimal diameter of particles reaching tube surface

Plastyczne, nie ulegające odbiciu cząstki popiołu mogą wówczas pokrywać rurę w zakresie współrzędnych φ bliskich $\pi/2$. W przypadku małych ziaren (niskie wartości Stk) jedynie niewielka ich część poruszająca się w pobliżu osi symetrii napływu trafia w rurę. Można założyć, że cząstka padając na rurę tylko wówczas będzie do niej trwale przylegała, gdy istnieje promieniowa składowa jej prędkości w momencie zetknięcia się z rurą. Im mniejsze cząstki, tym bardziej ich tor ulega zakrzywieniu, dając mniejszy zasięg osadu na powierzchni rury. Ze wzoru (5.2) wynika

$$\varphi_{gr} = \arcsin \eta_p, \quad (5.4)$$

co oznacza, że im bliżej osi symetrii, tym więcej cząstek osiada na rurze.

Transport cząstek do powierzchni rury intensyfikuje w pewnym stopniu siła termodyfuzji (termoforezy)

$$F_{TD} = \frac{18\pi d_p v_{sp}^2 \rho_{sp}}{T_{sp}} \frac{dT}{dn} C_{TD}, \quad (5.5)$$

gdzie wartość C_{TD} zależy od własności spalin i pyłu oraz charakteru przepływu [75].

Opisany powyżej proces selektywnego osadzania się cząstek na rurze powoduje powstawanie osadów o przekroju zbliżonym do trójkątnego. W momencie zetknięcia się z powierzchnią rury lub już istniejącego osadu cząstka dostaje się w obszar działania sił adhezji Van der Waalsa [29]

$$F_{WV} = \frac{Ad_p}{6\delta^2}, \quad (5.6)$$

gdzie A jest stałą oddziaływania molekularnego, a δ odległością między ziarnem a powierzchnią przylegania oraz sił elektrostatycznych (jeżeli cząstka posiada nieskompensowany ładunek w stosunku do powierzchni osiadania) [29]

$$F_E = \frac{4\pi q^2}{S}, \quad (5.7)$$

gdzie q jest ładunkiem cząstki w momencie kontaktu z powierzchnią, a S polem powierzchni kontaktu.

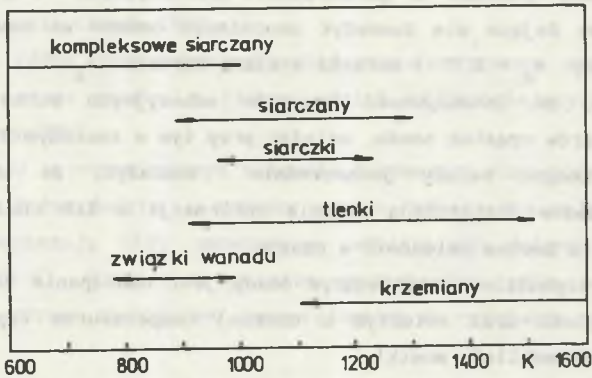
Aby cząstka przylgnęła do rury, siły adhezji muszą pokonać siłę sprężystego odbicia [75]

$$F_S = Kd_p^2 w_p^{6/5}, \quad (5.8)$$

gdzie K jest współczynnikiem proporcjonalności zależnym od sprężystości cząstki i powierzchni kontaktu.

Osady WT osiadać mogą znaczne rozmiary, ponieważ w wysokich temperaturach spalin duże cząstki popiołu lotnego są w stanie plastycznym i odwrotnie niż to ma miejsce w niższych temperaturach, nie tylko nie erodują osadu, lecz stanowią jego zasadniczy budulec. W tej sytuacji rozrost osadów ograniczony jest jedynie przez siłę grawitacji oraz naturalne ubytki spowodowane wibracjami pęczka i dylatacją w różnych fazach eksploatacji. Skład chemiczny osadów WT znacznie odbiega od składu tworzącego je popiołu lotnego. Spowodowane to jest różną adhezyjnością składników popiołu oraz późniejszymi

przemianami chemicznymi w osadzie, w tym również dyfuzją żelaza ze ścianek rury do osadu. Skłonność cząstek do osadzania się na rurze rośnie w miarę obniżania się ich temperatury topnienia. W związku z tym osady WT powstają głównie z ziaren popiołu lotnego o niskiej temperaturze topnienia. Tłumaczy to wyższy w osadzie niż w popiele lotnym udział siarczanów, siarczków, tlenków żelaza, a w kotłach olejowych związków wanadu rys. 5.7.



Rys. 5.7. Podstawowe materiały wiążące w osadach popiołu

Fig. 5.7. Basic strengthening components in deposits

Jako wskaźnik skłonności do tworzenia osadów przyjąć można stosunek udziałów topników i składników trudno topliwych [92]:

$$c_m = \frac{Fe_2O_3 + CaO + MgO + Na_2O + K_2O}{SiO_2 + Al_2O_3 + TiO_2} \quad (5.9)$$

Wartości c_m dla osadów zalegających w wysokotemperaturowej strefie kotła rosną z czasem, co dowodzi, że struktura zanieczyszczeń stopniowo ulega przekształceniu w kierunku związków o silnych własnościach wiążących. Umocnienie osadów WT wiąże się z postępującą zmianą składu chemicznego na skutek reakcji prowadzących do powstania łatwo topliwych i silnie splekających się substancji.

Proces splekania polega na reakcjach pod działaniem wysokich temperatur nie osiagających jednak temperatury topnienia. W takich warunkach następuje dyfuzja składników pomiędzy przylegającymi do siebie cząstkami syplkiego osadu.

Początkowo procesy dyfuzyjne zachodzą jedynie na powierzchni, lecz w miarę wzrostu temperatury zaczyna się dyslokacja cząstek do defektów sieci krystalicznej przy jednoczesnym powstawaniu nowych luk. Przebieg procesu spiekania określa się za pomocą stosunku a_s bezwzględnych temperatur cząstki i jej punktu topnienia [35]

$$a_s = T/T_D . \quad (5.10)$$

Badając osady pobrane z powierzchni konwekcyjnych krajowych kotłów, stwierdzono, że dające się zauważyć umocnienie osadów na skutek spiekania pojawia się przy $a_s = 0,7$ i narasta w miarę wzrostu a_s .

Stwierdzono, że intensywność procesów adhezyjnych wzrasta szybko ze spadkiem rozmiarów cząstek osadu, zależąc przy tym w znacznym stopniu od jego składu chemicznego. Należy jednocześnie zauważyć, że analizy składu chemicznego osadów dostarczają jedynie informacji o ich chwilowym stanie, obserwuje się tu bowiem zmienność w czasie.

Dodatkowym czynnikiem umacniającym osady jest nadtapanie łatwo topliwych składników popiołu oraz eutektyk o niskiej temperaturze topnienia, które tworzą w osadzie szkliste mostki.

Duże znaczenie ma dyfuzja żelaza ze ścianki rury oraz stopniowy wzrost zawartości siarczanów i siarczków. Oba te zjawiska obserwuje się powszechnie w przypadku kotłów opalanych paliwami zawierającymi siarkę [35] i [84].

Powstałe związki charakteryzują się niskimi temperaturami topnienia, np. $\text{Na}_3\text{K}_3\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_6$ - 552°C , Na_2SO_4 - 884°C , K_2S - 840°C , eutektyka MgSO_4 - Na_2SO_4 - 670°C [38].

W zależności od temperatury materiały wiążące w osadach popiołu pobrane z różnych miejsc kotła oraz różne warstwy tego samego osadu mogą się znacznie różnić składem chemicznym.

Zanieczyszczenia wysokotemperaturowe wykazują wyraźną strukturę warstwową. Spowodowane to jest stopniowym wzrostem temperatury powierzchni narastającego osadu, co powoduje daleko idące zmiany w procesie osiadania popiołu lotnego. Po przekroczeniu przez zewnętrzną powierzchnię zanieczyszczeń temperatur mięknięcia popiołu może następować nalepianie się płynnych cząstek (żużlowanie), co obserwuje się czasem na przegrzewaczach grodziowych.

Należy nadmienić, że pojęcie "temperatury mięknięcia popiołu" jest znacznym uproszczeniem, ponieważ popiół składa się ze związków i ich mieszanin o silnie zróżnicowanych temperaturach topnienia - od ok. 550°C do ok. 1550°C . W związku z tym w kolejnych warstwach osadu powyżej temperatury ok. 550°C mogą występować składniki płynne o różnych własnościach.

5.3.2. Powstawanie osadów średnotemperaturowych (ST)

Osady tego typu występują pomiędzy temperaturą mięknięcia popiołu a temperaturą rosy spalin. W przeciwieństwie do osadów WT występują głównie na części spływowej rury, gdzie tworzą charakterystyczne kliny osadów stycznych, które mogą przeradzać się w mostki popiołowe łączące kolejne rury pęczka. W miarę spadku prędkości omywania pojawia się również niewielki klin osadu na napływowej powierzchni rur - rys. 5.8. Pod względem składu chemicznego popiół tworzący osad niewiele różni się od popiołu lotnego. Istotnie wyższy jest jedynie udział siarczanów [84].

Zasadniczo różny jest natomiast skład granulometryczny popiołu lotnego i powstałego z niego osadu, w którym udział najdrobniejszych frakcji jest znacznie wyższy [55].

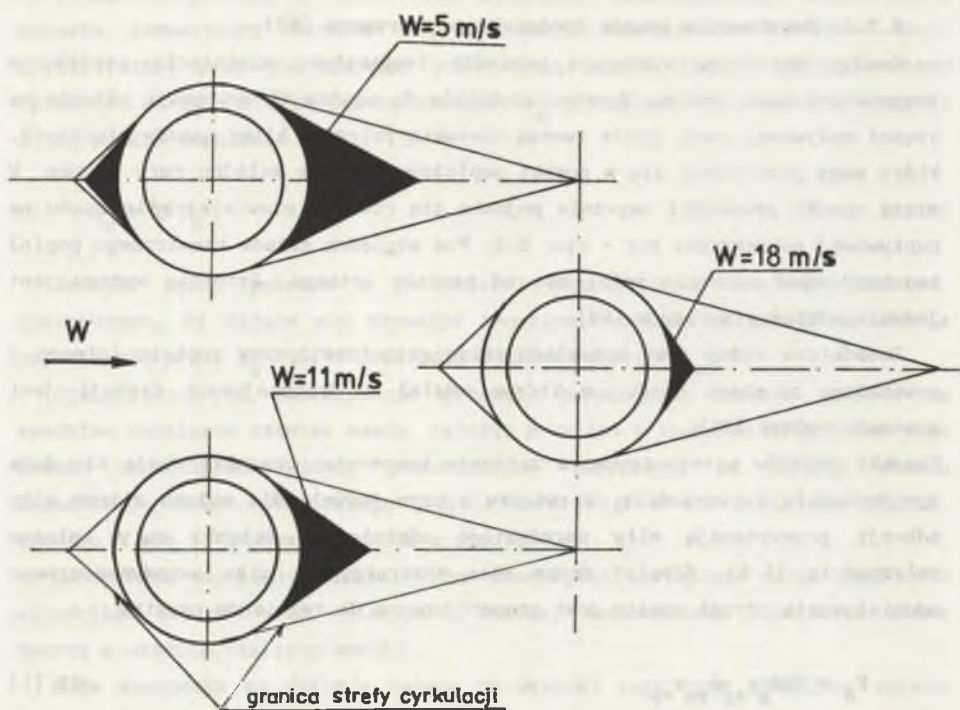
Cząstki popiołu w rozpatrywanym zakresie temperatur charakteryzują się dużą sprężystością i twardością, w związku z czym jedynie dla małych ziaren siły adhezji przewyższają siły sprężystego odbicia od ścianki rury opisane zależnością (5.8). Również druga siła destrukcyjna: siła aerodynamicznego oddziaływania strugi spalin jest proporcjonalna do rozmiarów cząstki

$$F_A = 3\pi d_p \nu_{sp} \rho_{sp} w_{sp} \quad (5.11)$$

Ponieważ siły adhezji opisane wzorami (5.6, 5.7) dopiero poniżej $d_p = 30\mu\text{m}$ przeważają nad siłą ciężkości i przewaga ta rośnie w miarę spadku rozmiarów ziaren popiołu [75], jest oczywiste, że zasadniczym budulcem osadów ST muszą być drobne frakcje o rozmiarach nie przekraczających $30\mu\text{m}$.

Ponieważ w spalinach kotłowych występują na ogół znaczne ilości grubych ziaren popiołu, a wzrost prędkości spalin w przestrzeniach międzyrurkowych pęczków powoduje powstanie dużych sił aerodynamicznych, osady ST charakteryzujące się bardzo małą wytrzymałością mechaniczną mogą występować wyłącznie w pewnych ściśle określonych strefach pęczka. Przestrzenie zajęte przez osad odpowiadają strefom cyrkulacji w obszarze burzliwej warstwy przyściennej na spływowej powierzchni rur oraz strefie w pobliżu punktu spiętrzenia na powierzchni napływowej.

Zasięg i kształt stref cyrkulacji w pęczkach przestawnych przedstawiono w [65]. Z badań wynika, że strefy te mają w przybliżeniu długość równą podziałce wzdłużnej pęczka, natomiast w pobliżu punktu spiętrzenia tworzy się mała strefa ograniczona stycznymi do rury o współrzędnych $\varphi = \pm \pi/4$ licząc od osi napływu - rys. 5.8. W pęczkach korytarzowych strefa cyrkulacji praktycznie wypełnia całą przestrzeń pomiędzy kolejnymi rurami wzdłuż kierunku przepływu.



Rys. 5.8. Zasięg osadu i stref cyrkulacji na powierzchni rury

Fig. 5.8. Dimensions of deposits and circulation zones in the tube bank

W procesie osadzania się cząstek na spływowej powierzchni rury można wyróżnić następujące zasadnicze etapy: transport cząstek do strefy cyrkulacji, ich ruch w strefie cyrkulacji do momentu kontaktu z powierzchnią rury lub istniejącego już osadu oraz adhezję do powierzchni kontaktu.

Wymiana masy między strefą cyrkulacji a otaczającą strugą odbywa się za pomocą pulsacji turbulentnych. Oddziałują one na cząstkę z siłą

$$F_{PT} = 3\pi d_p v_{sp}^w \rho_{sp} \tilde{v} \quad (5.12)$$

gdzie \tilde{v} jest stopniem turbulencji.

Uważana często za zasadniczą siła termoforezy jest w rzeczywistości znacznie mniejsza od F_{PT} . Siła F_{TD} może mieć natomiast pewne znaczenie w drugim etapie powstawania osadu, lecz i tu zasadnicze znaczenie mają zjawiska przepływowe w obrębie strefy cyrkulacji. Jako dowód można przytoczyć wyniki badań [55], gdzie osad tworzył się mimo ogrzewania rur. Badania te dowodzą również, że w kotłach w miarę wzrostu temperatury spalin rosną rozmiary

osadu, z czego wynika, że wpływ termodyfuzji od pewnego momentu może być istotny.

Lokalny rozkład natężenia strumienia masy cząstek docierających do powierzchni rury zależy od lokalnej intensywności cyrkulacji w obszarze za punktem oderwania strugi. Można więc założyć, że częstotliwość kontaktu cząstek z powierzchnią rozkłada się analogicznie do znanych (i wzajemnie analogicznych) rozkładów intensywności wnikania masy i ciepła w tym obszarze rury. Założenie takie jest tym bliższe prawdy, im mniejsze są cząstki popiołu unoszone przez spaliny. Na ogół przyjmuje się, że poniżej $d_p = 20 \mu\text{m}$ ziarenka poruszają się bezinercyjnie, tzn. po liniach prądu wirów spalin. Badania [55, 92] dowodzą, że popiół o takiej granulacji stanowi zasadniczy budulec osadów w pierwszej fazie osiadania. W miarę narastania osadu rośnie również udział grubszych cząstek, które wbijają się w miękki osad.

Typowy rozkład intensywności wnikania ciepła lub masy ma w obszarze za punktem oderwania strugi charakter rosnący. W związku z tym maksymalna intensywność osiadania popiołu powinna występować w pobliżu $\varphi = \pi$. Fakt ten potwierdzają obserwacje [55]. W wyższych temperaturach spalin istotny wpływ na proces osiadania ma termodyfuzja, w związku z czym rozkład intensywności osiadania zależy też od lokalnych gradientów temperatur w strefie cyrkulacji. W momencie zetknięcia się cząstek z rurą mogą one trwale przylgnąć do jej powierzchni na skutek działania molekularnych sił adhezji. Warunkiem jest tu odpowiednio bliski kontakt (zasięg oddziaływania siły F_{VW} nie przekracza $10^{-2} \mu\text{m}$) przy jednoczesnym spełnieniu warunku, aby suma sił adhezji przewyższała siłę F_G . W przypadku spalin zawierających popiół o granulacji większej od $30 \mu\text{m}$ granicą rozszerzania się osadu jest granica strefy cyrkulacji, poza którą duża masa grubych cząstek o silnych własnościach erozyjnych uniemożliwia osadzanie się popiołu. Tworzenie się mostków popiołowych w kotłach opalanych węglem (z wyj. cyklonowych) jest więc możliwe tylko w pęczkach korytarzowych oraz zbliżonych do nich pod względem charakteru przepływu przestawnych pęczkach o podziałkach $s_1 \gg s_2$. Badania dowodzą, że w kotłach opalanych węglem osad na ogół nie wypełnia całej strefy cyrkulacji, co jest efektem erozyjnego działania cząstek poruszających się po skomplikowanych trajektoriach w wyniku odbić od rur.

Jeżeli popiół lotny prawie nie zawiera grubszych frakcji (kotły olejowe i cyklonowe), osad może wypełnić całą strefę cyrkulacji, a nawet ją przekroczyć [29], ponieważ dla bardzo małych cząstek siła F_A może nie wystarczyć do pokonania sił adhezji.

W miarę wzrostu prędkości spalin rośnie energia i masa cząstek przenikających do strefy cyrkulacji. Wywołuje to coraz większą erozję osadu aż do całkowite-

go oczyszczenia rury. Warto zauważyć, że również w przypadku bardzo niskich prędkości spalin (opływ laminarny) rury pozostaną czyste, brak jest wówczas bowiem strefy cyrkulacji za rurą. Doświadczalnie stwierdzony zanik osadów w przestawnych pęczkach o małych podziałkach [55] spowodowany jest prawdopodobnie rozbijaniem osadu przez grube ziarna popiołu odbite od rur.

Opisany powyżej mechanizm powstawania osadów ST powoduje względnie intensywniejszą adhezję cząstek o niewielkich rozmiarach i gęstości. Efektem jest relatywnie wysoki udział siarczanów w zanieczyszczeniach. Powstają one bowiem w wyniku reakcji najdrobniejszych frakcji związków Ca i Mg z SO_2 (duża powierzchnia reakcji) i charakteryzują się stosunkowo niewielką gęstością. Obecność siarczanów i innych związków cementotwórczych w sypkich osadach może być przyczyną powstawania osadów o znacznej wytrzymałości. Ich umocnienie następuje po reakcji z wodą, która może pojawić się w kotle zarówno w wyniku kondensacji wilgoci atmosferycznej po odstawieniu kotła, jak i w przypadku niedokładnego oczyszczenia powierzchni rur wodą. Zjawisko takie może uniemożliwić usunięcie zanieczyszczeń za pomocą zdmuchiwania.

Podobnie przebiega proces tworzenia się osadów niskotemperaturowych w temperaturach niższych od temperatury rosy spalin. Z uwagi na rzadkość występowania tego typu osadów w krajowych kotłach nie zostały one w niniejszej pracy omówione.

5.4. CHARAKTERYSTYKA OSADÓW WYSTĘPUJĄCYCH NA POWIERZCHNIACH KONWEKCYJNYCH BADANYCH KOTŁÓW

Brak teoretycznego modelu tworzenia się osadów popiołowych powoduje, że konieczne jest prowadzenie badań na obiektach rzeczywistych. Opierając się na wynikach tych badań, można określić zależności między rodzajem i własnościami osadów a typem kotła i sposobem spalania paliwa. Wyniki te można w pewnym stopniu uogólnić, jednak daleko idąca ekstrapolacja danych możliwa jest tylko ze znacznym przybliżeniem.

Dokładny opis przeprowadzonych badań podano w [25] i [26]. Badano opalane pyłem węgla kamiennego kotły OP 380 i OP 650 Elektrowni Łaziska, OP 380 El. Łagisza OP 650 El. Jaworzno III i El. Rybnik, OP 380 El. Siersza, OP 215 El. Halemba, PG 650 El. Detmarovice (CSRS), kotły pyłowe na węgiel brunatny PG 655 El. Chvaletice (CSRS) i BB 1150 El. Bełchatów oraz opalane mieszaniną pyłu węgla kamiennego i gazu wielkopiecowego kotły OPG 230 i OPG 430 w elektrociepłowni Huty Katowice.

Kształt osadów popiołu określano zarówno metodą fotograficzną jak i, w przypadku osadów zestalonych mierząc próbki zanieczyszczeń pobranych z kotła. Ze wszystkich powierzchni konwekcyjnych badanych kotłów pobierano próbki osadów celem wykonania analiz składu chemicznego oraz pomiaru przewodności cieplnej. Jednocześnie zbierano dane na temat charakterystyki paliwa, którym w ciągu kilku miesięcy poprzedzających badanie opalany był kocioł (tablica 5.1) oraz częstotliwości i sposobu czyszczenia powierzchni ogrzewanych. W celu określenia stanu wyjściowego popiołu lotnego, z którego powstają osady, badano skład chemiczny popiołu z elektrofiltra i II ciągu oraz skład chemiczny części mineralnej paliwa.

Pełną dokumentację fotograficzną badanych powierzchni oraz komplet wyników analiz składu chemicznego osadów, popiołu lotnego i części mineralnej paliwa podano w [26]. W pracy tej zestawiono wg [22-24] wyniki pomiarów przewodności cieplnej osadów oraz podano temperatury spalin, ścianki rury oraz temperatury charakterystyczne przemian popiołu i osadów. Dla zilustrowania różnic między składem i temperaturami charakterystycznymi części mineralnej paliwa, popiołu lotnego i zanieczyszczeń w tablicy 5.2 przedstawiono odpowiednie wyniki badań dla typowych przypadków. Przykładowe kształty przekroju osadów wysokotemperaturowych przedstawiono na rys. 5.2.

Osady średnitemperaturowe mają na ogół postać klinów zalegających na krawędzi spływu i napływu (osady dwustronne i jednostronne styczne) - rys. 5.1. Często też obserwuje się mostki łączące poszczególne rury w pęczku. W niektórych przypadkach mostki łącząc się mogą tworzyć znaczne zatory na drodze spalin.

Porównując uzyskane wyniki, można zauważyć, że skład osadów wysokotemperaturowych znacznie odbiega od składu popiołu lotnego. W miarę upływu czasu rośnie zawartość żelaza, natomiast spada udział SiO_2 i Al_2O_3 . Rośnie również znacznie zawartość siarczanów przekraczając czasem ponad 10-krotnie ich udział w lotnym popiele - rys. 5.9 i 5.10.

W osadach wysokotemperaturowych stosunek c_m (wzór 5.9) wynosi od ok. 1.25 do ok. 5.6, natomiast dla popiołu lotnego c_m zmienia się od ok. 0,2 do ok. 0,6. Dowodzi to, że osady powstałe z lotnego popiołu stopniowo przekształcają swoją strukturę w kierunku związków o silnych własnościach wiążących. Istotne znaczenie ma tu dyfuzja żelaza z materiału rur w głąb siatki krystalicznej osadu.

Z uzyskanych wyników wypływa wniosek, że czas istnienia osadów w zasadniczy sposób wpływa na ich skład - znaleziono na przykład osady na powierzchni V stopnia przegrzewacza kotła OP 650 El. Łaziska o wyjątkowo

Tablica 5.1

Skrócona analiza spalanych węgla

Elektrownia	Q_1^r , $\frac{KJ}{kg}$	A^r , %	W_t^r , %	v^{daf} , %	S^r , %
Halemba	18700-20550*)	26,5-30,1	7,3-10,8	26,9-41,7	1-1,5
	19630*)	28,3	9,05	39,3	1,25
Łaziska	18015-19025	28,5-31,9	10,8-12,8	37,0-39,2	1,1-1,6
	18520	30,2	11,8	38,1	1,35
Łagisza	14665-19695	26,2-28	13,8-14,7	37,0-41,0	1,3-1,5
	17180	27,2	14,3	39,0	1,4
Jaworzno III	12900-18900	15,8-39	8,5-20,8	42,0-40,5	0,9-2,5
	15900	27,4	14,7	41,2	1,7
Rybnik	14500-21500	28,2-36,6	8,9-15,9	36,2-40,3	0,8-1,1
	18000	32,4	12,4	38,2	0,95
Siersza	14240-18440	19-30	14-21	43,4-40,2	2,5-2,8
	16340	24,5	17,5	41,8	2,65
Chvaletice	9330-11700	16,3-31,7	28,6-37	-	1,26-2,5
	10450	24,8	32,8	-	1,86
Detmarovice	19620	19,5	9,7	33,2	0,8
H. Katowice	16700-21100	28,6-23,6	10-8,8	37,1-41,7	0,8-1,1
	18900	26,1	9,6	39,4	0,95

*) - wartości górne - zakres zmienności w okresie poprzedzającym badania
 - wartość dolna - średnia

Tablica 5.2

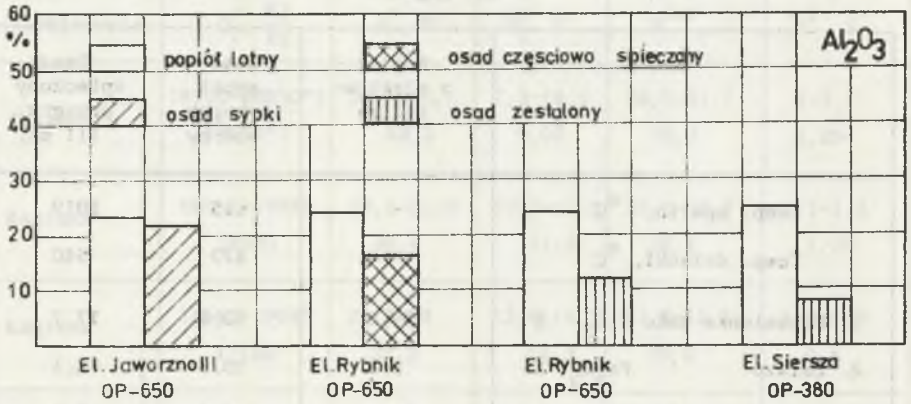
Skład i temperatury charakterystyczne próbek pobranych w kotle nr 1

El. Łągisza

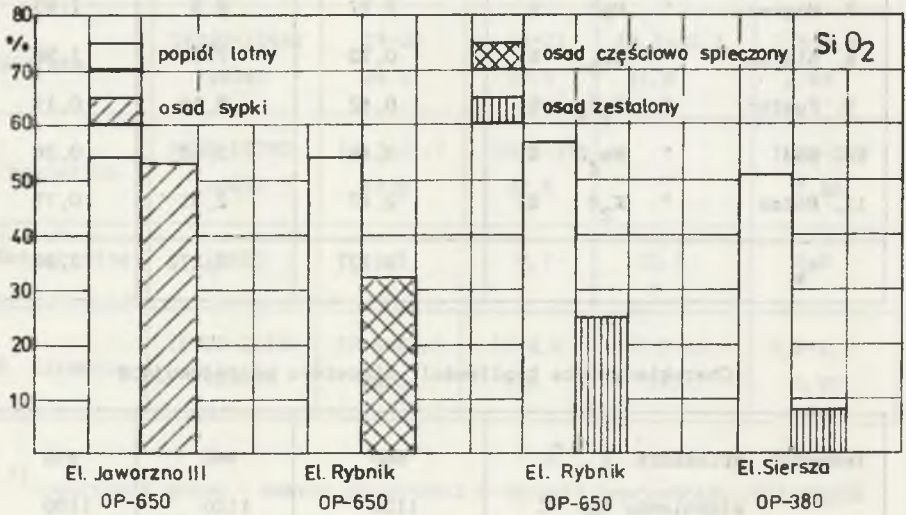
	Popiół z elektro- filtra	Osad sypki przegrz. wtórny	Osad spieczony przegrz. III st.
Temp. spalin, °C	-	615	1010
Temp. ścianki, °C	-	470	540
1. Krzemionka jako SiO ₂ %	59,9	53,4	17,7
2. Żelazo " Fe ₂ O ₃ %	8,6	10,9	64,1
3. Glin " Al ₂ O ₃ %	18,8	18,1	8,7
4. Mangan " Mn ₃ O ₄ %	0,14	0,14	0,10
5. Tytan " TiO ₂ %	0,95	0,85	0,71
6. Wapń " CaO %	3,59	3,59	3,52
7. Magnez " MgO %	2,97	2,3	1,85
8. Siarka " SO ₃ %	0,70	7,16	1,98
9. Fosfor " P ₂ O ₅ %	0,12	0,14	0,19
10. Sód " Na ₂ O %	0,46	0,62	0,26
11. Potas " K ₂ O %	2,47	2,31	0,79
c _m	0,227	0,272	2,60

Charakterystyka topliwości, atmosfera półredukująca

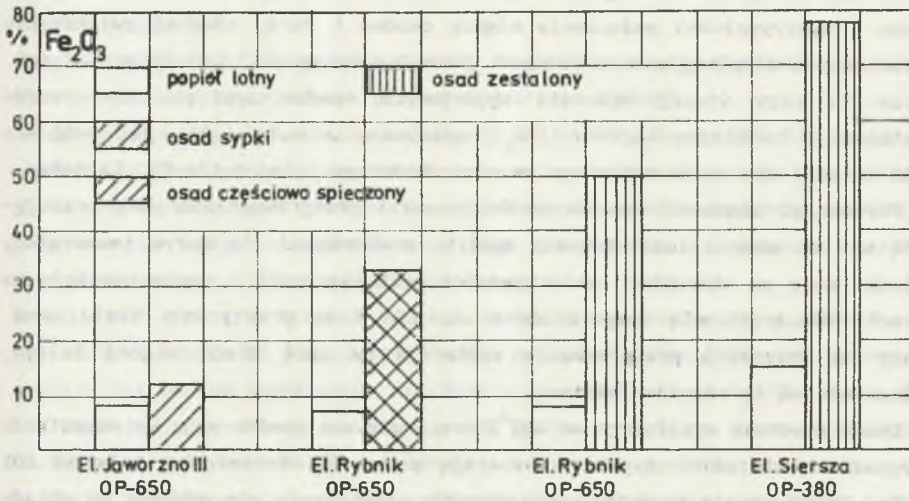
Temperat. spiekania t _s , °C	860	960	970
" mięknięcia t _D , °C	1130	1120	1100
" topnienia t _B , °C	1270	1220	1140
" płynięcia t _C , °C	1300	1270	1220



Rys. 5.9. Udziały Al_2O_3 w popiele lotnym i osadach
Fig. 5.9. Al_2O_3 content in fly ash and deposits

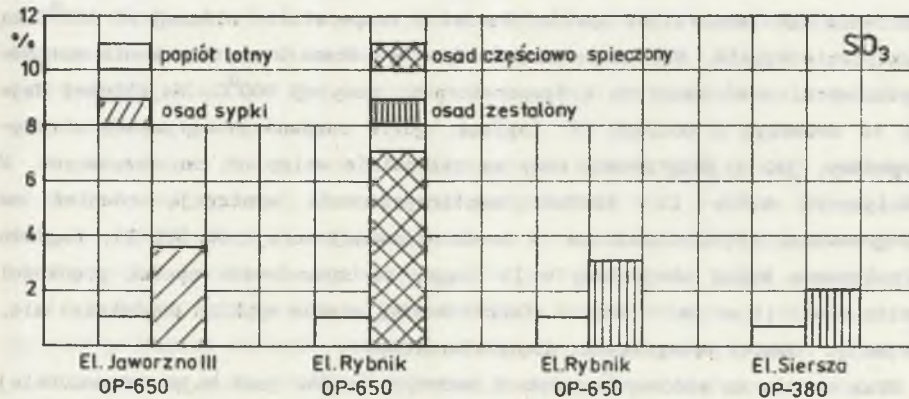


Rys. 5.10. Udziały SiO_2 w popiele lotnym i osadach
Fig. 5.10. SiO_2 content in fly ash and deposits



Rys. 5.11. Udziały Fe₂O₃ w popiele lotnym i osadach

Fig. 5.11. Fe₂O₃ content in fly ash and deposits



Rys. 5.12. Udziały SO₃ w popiele lotnym i osadach

Fig. 5.12. SO₃ content in fly ash and deposits

niskiej (18%) zawartości Fe₂O₃. Zanieczyszczenia te charakteryzowały się niewielką twardością, co sugerowałoby, że zalegają na powierzchni rur od niedawna, w przeciwieństwie do znajdujących się w innych miejscach tych samych rur twardych i trudno usuwalnych osadów o znacznie wyższej zawartości Fe.

Zmiana składu chemicznego pociąga za sobą, oprócz podwyższenia twardości osadu i wytrzymałości połączenia między osadem i rurą, również zwiększenie przewodności cieplnej zanieczyszczeń. Może ona osiągnąć 1-1,5 W/(m. K), tzn. około 10 razy więcej niż dla wyjściowych osadów sypkich. Dla osadów zestalonych najniższa wartość λ_z otrzymana z badań [22, 24] wyniosła 0,43 W/(m.K) dla osadu zebranego ze wzmiankowanego wyżej kotła El. Łaziska.

Porównując własności osadów na festonach i przegrzewaczach pary pracujących w tych samych temperaturach spalin, stwierdzono, że wpływ temperatury ścianki rury na charakter zanieczyszczeń jest niewielki - osady powstałe na rurach różniących się temperaturą o ok. 200 K są praktycznie takie same. Osady na ściankach przegrzewaczy zawierają na ogół nieco więcej żelaza, jednak nie są to różnice istotne.

Osady powstałe w niższych od 800°C temperaturach spalin mają we wszystkich przypadkach charakter sypki, zawierają ponad 50% krzemionki i ponad 20% Al_2O_3 . Skład osadów średnitemperaturowych praktycznie nie odbiega od składu popiołu lotnego - rys. 5.10. Jediną różnicą jest brak w osadach składników palnych, których obecność stwierdza się w popiele lotnym oraz wzrost zawartości siarczanów.

We wszystkich badanych kotłach stwierdzono stopniowy zanik osadów w miarę obniżania się temperatury spalin. Pęczki o temperaturze niższej od 600°C są praktycznie czyste. Nie stwierdzono też w tym obszarze występowania mostków popiołowych, dość częstych w temperaturach powyżej 600°C. Najsilniej daje się to zauważyć w kotłach El. Łaziska, gdzie zarówno przegrzewacz międzystopniowy, jak i podgrzewacz wody są całkowicie wolne od zanieczyszczeń. W identycznym kotle El. Łaziska zanieczyszczenia występują również na przegrzewaczu międzystopniowym. W zmodernizowanej wersji OP 380 El. Łaziska zlikwidowano kanał obejściowy w II ciągu, co spowodowało spadek prędkości spalin z ok. 11 na ok. 7 m/s. W efekcie zasięg osadów sypkich powiększył się, obejmując również przegrzewacz międzystopniowy.

Brak osadów na końcowych pęczkach badanych kotłów jest najprawdopodobniej związany z silnie erozyjnymi własnościami popiołu lotnego zawierającego łącznie ponad 80% SiO_2 , Al_2O_3 , i TiO_2 . Potwierdzeniem takiego wniosku może być fakt, że wszystkie pęczki wolne od osadów mają gładko wypolerowaną powierzchnię oraz że zasięg osadów zależy od prędkości spalin i charakterystyki popiołu.

Zmniejszanie się osadów w miarę spadku temperatury spalin można wytłumaczyć łącznym oddziaływaniem dwu opisanych poniżej zjawisk. Pierwszym z nich jest wzrost prawdopodobieństwa trafienia powierzchni rury przez grubsze od 30 μm cząstki popiołu rozbijające osady. Jest on związany ze spadkiem

lepkości dynamicznej spalin w miarę obniżania się ich temperatury - wzór (5.11) i rys. 5.1.

Drugim ze zjawisk jest spadek różnicy temperatur między spalinami i ścianką rury powodujący zmniejszenie intensywności termodyfuzji.

Od opisanej wyżej tendencji odbiegają kotły OPG 230 i OPG 430 zainstalowane w elektrociepłowni Huty Katowice i opalane mieszaniną węgla kamiennego i gazu wielkopieczowego. Stwierdzono tu obecność osadów syfkich również na podgrzewaczu wody, co spowodowane jest prawdopodobnie odmienną charakterystyką oraz koncentracją pyłu w spalinach.

W kotle OP 215 El. Halemba podczas badań przeprowadzonych w 1986 r. nie stwierdzono osadów na podgrzewaczu wody, natomiast latem 1989 podgrzewacz ten pokryty był osadem dwustronnym stycznym o wymiarach $(h_1 + h_2)/D \approx 0,5$. Fakt ten mógł być spowodowany zarówno zmianą paliwa, jak i np. pracą z mniejszym obciążeniem, a tym samym przy niższych prędkościach spalin.

Obraz zanieczyszczeń w kotle PG-630 El. Detmarovice opalany polskim węglem kamiennym jest analogiczny do kotłów krajowych. Natomiast w El. Chvalětice, gdzie paliwem jest węgiel brunatny o dużej erozyjności, w ogóle nie stwierdzono obecności osadów na powierzchniach konwekcyjnych. Obserwuje się natomiast znaczną erozję rur. Fakt ten potwierdza tezę, że istnieje ścisły związek między wskaźnikiem erozyjności popiołu lotnego i prędkością spalin a obrazem zanieczyszczeń w konwekcyjnej części kotła. Zjawisko to można wytłumaczyć związkiem obu procesów, tzn. erozji i tworzenia się osadów, z granulacją popiołu lotnego.

W literaturze panują rozbieżności na temat wpływu konfiguracji wymiennika na obraz zanieczyszczeń. Z obserwacji podgrzewacza wody w kotle OPG 430 Huty Katowice zbudowanego z umieszczonych na przemian pęczków przestawnych i korytarzowych wynika, że zanieczyszczenie jest identyczne w obu układach.

W miejscach, gdzie erozja jest mniejsza, często obserwuje się na rurach warstwę produktów korozji, której grubość może sięgać nawet 1 mm.

Na podstawie podanych wyżej informacji można określić typowy obraz zanieczyszczeń powierzchni konwekcyjnych w badanych kotłach opalanych pyłem węgla kamiennego, który może być przyjmowany jako podstawa do obliczeń cieplnych w przypadku braku dokładniejszych danych na ten temat.

- W strefie wysokotemperaturowej (1050-800°C) występują spieczone osady równoległe o długości równej od 0,5 do 0,8 wolnej przestrzeni za rurą. Osady te pokrywają jedynie powierzchnię napływu rur, a udział obwodu zajętego przez osad wynosi $\phi/\Pi = 0,25-0,39$. Przeciętna przewodność cieplna takich zanieczyszczeń wynosi ok. $\lambda_2 = 1 \text{ W/(m.K)}$.

- W zakresie temperatur spalin ok. 800 - 600°C osady mają charakter sypki i są na ogół najbardziej rozwinięte. Na pęczkach pionowych są to głównie osady jednostronne styczne zajmujące od 0,25 do 0,33 obwodu rury, co odpowiada względnej wysokości osadu $h/D = 0,2-0,5$. Pęczki poziome bywają silniej zanieczyszczone, osady mają kształt dwustronny styczny, przy czym $\varphi_1/\Pi = 0,17-0,25$ ($h_1/D = 0,008-0,2$), a $\varphi_2/\Pi = 0,33-0,39$ ($h_2/D = 0,5-0,97$). Na ok. 20-30% rur występują mostki popiołowe o $\varphi/\Pi = 0,2-0,25$.

W przypadku dużej erozyjności popiołu lotnego (wskaźnik erozyjności wg [111] $e_{er} > 20 \mu\text{m/h}$) i prędkości spalin większej od 9 m/s osady ulegają silnej redukcji, nie przekraczając rozmiarów podanych wyżej dla pęczków pionowych. Przewodność cieplna osadów zmienia się w tym obszarze kotła od ok. 0,2 W/(m.K) w temperaturach ok. 800° do 0,1 W/(m.K) przy ok. 600°C i niżej.

- W zakresie temperatur spalin od ok. 600°C do t_r osady są niewielkie lub nie ma ich wcale. Do obliczeń można przyjąć osad jednostronny styczny o $h/D = 0,2$.

- Dla pęczków omywanych spalinami o temperaturze niższej od temperatury rosy brak jest dokładnych danych na temat kształtu i przewodności cieplnej osadów. Orientacyjnie, zgodnie z danymi [29] przyjąć można stopień efektywności $\Psi_z = 0,6-0,7$.

- W kotłach opalanych paliwami krajowymi zawierającymi siarkę obserwuje się na powierzchniach rur wolnych od osadów warstwę produktów korozji, która obniża w pewnym stopniu wymianę ciepła. Orientacyjnie, wg [88] można przyjąć wartość $\Psi_{kor} = 0,95$.

- Dla pęczków konwekcyjnych kotłów opalanych pyłem węgla brunatnego, w przypadku popiołów wysoce erozyjnych o małej wartości c_m w granicach 0,18-0,25 (np. Turossów, Chvaletice), należy przyjmować wartości stopnia efektywności w granicach 0,9-0,95. Pęczki te są na ogół całkowicie wolne od osadów, a zmniejszenie intensywności wymiany ciepła spowodowane jest jedynie przez metal ścianki rury oraz warstwy tlenków po obu jej stronach. Jeżeli zawartość związków osadotwórczych jest znaczna, czemu odpowiadają wartości c_m powyżej 0,3 (Bełchatów), obraz zanieczyszczeń jest zbliżony do przedstawionego powyżej dla kotłów opalanych węglem kamiennym.

Dokładne wyznaczenie przypuszczalnego kształtu osadów w funkcji jedynie składu paliwa i sposobu spalania jest praktycznie niemożliwe. Na kształt osadów, jak i ich obecność lub brak ma bowiem wpływ szereg dodatkowych, często trudnych do określenia czynników, jak np. intensywność drgań pęczków w różnych fazach pracy kotła, częstotliwość i sposób prowadzenia odstawiń i uruchomień, obciążenie kotła, jakość przemiału itp. Dodatkowy problem

stanowi fakt, że w krajowych siłowniach charakterystyka paliwa ulega silnym zmianom w trakcie eksploatacji (tabl. 5.1), w związku z czym trudno jednoznacznie określić wpływ składu paliwa na obraz zanieczyszczeń.

W związku z pojawieniem się kotłów fluidyzacyjnych powstaje problem określenia przypuszczalnego kształtu i własności osadów na powierzchniach konwekcyjnych tego typu kotłów.

Informacje literaturowe na ten temat są jak dotąd skąpe i często sprzeczne. Właściwości paleniska mogą powodować, że procesy zanieczyszczania pęczków konwekcyjnych mogą mieć odmienny charakter niż w kotłach pyłowych. Sytuację komplikuje fakt, że do eksploatacji wprowadza się obecnie wiele różnych konstrukcji kotłów fluidyzacyjnych spalających znacznie szerszą gamę paliw niż kotły pyłowe. W przypadku palenisk cyrkulacyjnych rokujących największe nadzieje można wyodrębnić w kotle dwie strefy różniące się istotnie pod względem zanieczyszczeń. Strefa pierwsza, od wylotu z paleniska do odpylacza pośredniego, charakteryzuje się bardzo dużą (większą niż w kotłach pyłowych) koncentracją pyłu w spalinach, przy czym pył ten jest stosunkowo gruboziarnisty. Szczególnie gruboziarnisty, przypominający popioły z węgla brunatnych, jest popiół przy spalaniu węgla silnie zapozielenych, dla których rozdrobnione paliwo składa się w dużym stopniu z cząstek mineralnych, niepalnych, niezmnieszających swoich rozmiarów przy przejściu przez palenisko. W tej strefie kotła istnieje silne zagrożenie erozją popiołową, narzucające konieczność stosowania raczej niskich prędkości spalin. Zanieczyszczenia popiołowych nie należy się spodziewać bądź też będą one niewielkie.

W drugiej strefie, za pośrednim odpylaczem, charakterystyka ziarnowa popiołu ulega silnej zmianie: wyeliminowane zostają ziarna grube, a pozostałe frakcje drobnoziarniste mogą wykazywać silną tendencję do tworzenia osadów. Osady te powinny mieć charakter sypki, jednak w temperaturach spalin wyższych od ok. 800°C (a nawet ok. 650°C przy spalaniu paliw zawierających siarkę i odsiarczaniu w warstwie fluidalnej lub podczas spalania odpadów) mogą na powierzchniach tworzyć się osady zestalone zawierające duże ilości siarczanów i krzemianów wapnia. Osady takie mogą również powstawać w strefie pierwszej w przypadku pracy kotła z niewielkim obciążeniem przy prowadzeniu odsiarczania. Ze względu na dużą skłonność do powstawania osadów szczególnie w drugiej strefie zaleca się stosowanie wysokich prędkości spalin oraz stosowanie zdmuchiwaczy popiołu.

5.5. ZASADNICZE WŁASNOŚCI KOTŁOWYCH OSADÓW POPIOŁOWYCH

Z punktu widzenia projektanta i użytkownika kotła znaczenie mają następujące własności osadów:

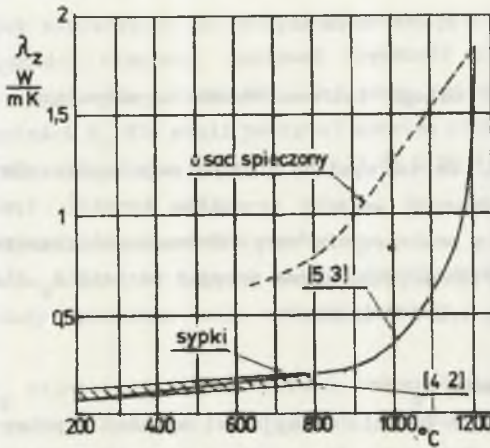
1. Przewodność cieplna.
2. Emisyjność.
3. Wytrzymałość mechaniczna.
4. Korozyjność.

5.5.1. Przewodność cieplna osadów λ_z

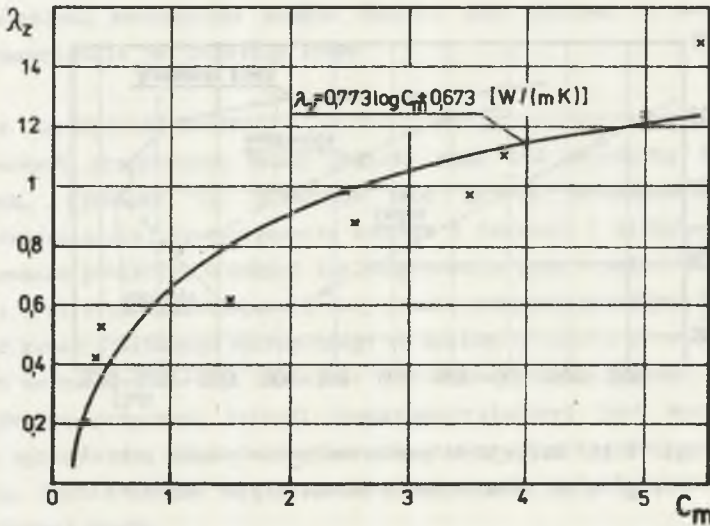
Przewodność cieplna osadów zależy od ich składu chemicznego ziarnowego, temperatury oraz czasu i warunków panujących w kotle. W kraju wartość λ_z określono dotąd jedynie dla osadów spieczonych [22-24], natomiast osady sypkie badano w ZSRR [53] i Australii [67], przy czym ta ostatnia praca zawiera również dane na temat osadów zestalonych i żużli z komory paleniskowej.

Na podstawie ww. wyników można stwierdzić, że przewodność cieplna zanieczyszczeń zmienia się w szerokich granicach: od 0,08 do 1,8 W/(m.K). Najlepszym termoizolatorem są zanieczyszczenia sypkie bezpośrednio po osadzeniu się na powierzchni rury, przy czym w wyższych temperaturach wartości λ_z są większe - rys. 5.13. Do obliczeń można przyjąć, że dla warunków panujących w strefie średnotemperaturowej kotła przewodność cieplna zmienia się w granicach 0,1-0,2 W/m.K). Prawidłowość takiego przyjęcia potwierdzają również obliczenia numeryczne dla rur pokrytych osadem stycznym. Wartości współczynnika zanieczyszczenia odpowiadające kształtowi osadów wg [55] uzyskano dla $\lambda_z = 0,1$ W/(m.K).

W miarę spiekania się sypkiego osadu szybko zwiększa się jego przewodność cieplna, osiągając dla tej samej temperatury od 5- do 6-krotnie większe wartości niż w stanie sypkim. Jednocześnie przewodność cieplna osadu spieczonego szybciej wzrasta ze wzrostem temperatury. Dla warunków krajowych uzyskano λ_z w przedziale 0,4 do 1,5 W/(m.K), przy czym niższe wartości odpowiadały osadom słabo zestalonym, o strukturze pumeksu. Wydaje się, że czynnikiem o podstawowym znaczeniu jest czas istnienia osadów wysokotemperaturowych. W miarę zmiany struktury i składu osad staje się twardszy, a jego przewodność cieplna rośnie. Stwierdzić można istnienie korelacji między stosunkiem c_m (wzór 5.9) a przewodnością cieplną λ_z - rys. 5.14. Punkty na wykresie odpowiadają wartościom z analiz [22-24] oraz w zakresie osadów sypkich wg [53] i [67].



Rys. 5.13. Przewodność cieplna osadów w funkcji temperatury wg [42] i [53]
 Fig. 5.13. Thermal conductivity of deposits as a function of temperature according to [42, 53]



Rys. 5.14. Zależność między przewodnością cieplną i składem chemicznym osadów popiołu (wsp. korelacji 0,96 przy 11 stopniach swobody)
 Fig. 5.14. Influence of C_m on the thermal conductivity of deposits (correlation factor 0,96 at 11 points)

Przebieg zmienności $\lambda_z = f(c_m)$ można aproksymować wzorem

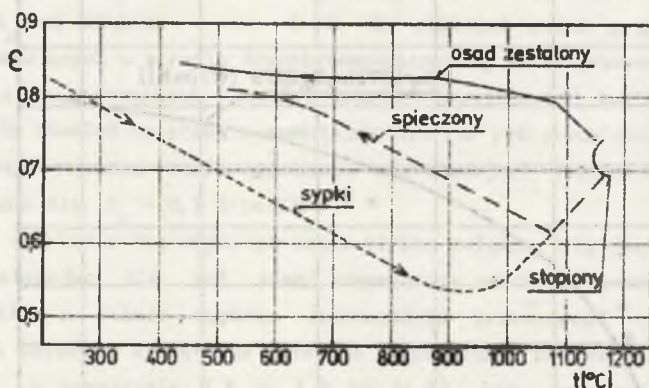
$$\lambda_z = 0,773 \lg c_m + 0,673 \text{ W/(m.K)} \quad (5.13)$$

ważnym praktycznie dla całego zakresu osadów występujących w krajowych kotłach.

Z badań [88] wynika, że na wymianę ciepła mają wpływ nie tylko osady popiołu, ale również obecność warstwy produktów korozji, tym bardziej że pokrywa ona na ogół całą powierzchnię rury. Przewodność cieplną tej warstwy trudno jest określić. Orientacyjnie można przyjąć wartość λ_z dla Fe_2O_3 zmierzoną w [67] i wynoszącą 1,07 W/(m.K).

5.5.2. Emisyjność osadów ϵ_z

Najbardziej wyczerpujące badania emisyjności opisano w pracy [67]. Badano zarówno emisyjność panchromatyczną - rys. 5.15, jak i monochromatyczną dla długości fali 0,9 μm . Stwierdzono, że ϵ_z spada w miarę wzrostu temperatury, a rośnie podczas przekształcania się osadów sypkich w zestalone i stopione (żużel).



Rys. 5.15. Emisyjność panchromatyczna osadów popiołu

Fig. 5.15. Panchromatic emissivity of deposits

Stwierdzono, że wartości ϵ_z są mniejsze, niż dotąd przyjmowano (wg [112] $\epsilon_z = 0,8$) i zmieniają się od 0,8 do 0,55, a dla osadów spieczonych od 0,8 do 0,63. Prawie stałą wartość $\epsilon_z = 0,8-0,82$ ma żużel z komory paleniskowej.

Zmiany emisyjności monochromatycznej mają podobny charakter, ale wartości są na ogół mniejsze, co dowodzi, że posługiwanie się modelem ciała doskonale szarego może prowadzić do błędów.

Należy jednak stwierdzić, że emisyjność osadu nie ma większego wpływu na stopień efektywności cieplnej, ponieważ większość ciepła przejmowana jest przez ściankę rury wolną od osadów, jej więc emisyjność ma tu znaczenie podstawowe. Wartości ϵ_z dla stali pokrytej warstwą produktów korozji podawane w literaturze mieszczą się w zakresie od 0,7 do 0,96 [95].

5.5.3. Wytrzymałość mechaniczna osadów σ_z

Wielkość ta ma znaczenie z uwagi na usuwalność osadów. Z badań [35] i [93] wynika, że osady spieczone mają wytrzymałość na ściskanie w granicach 5-30 MPa.

Wartości σ_z silnie zależą od czasu i temperatury spiekania oraz składu chemicznego osadów. Z badań w krajowych kotłach [26] wynika, że osady spieczone z przegrzewaczy i festonów są praktycznie nieusuwalne za pomocą zdmuchiwania parą lub powietrzem, trudno nawet jest usunąć je poprzez odbijanie. Stwierdzono częściowe odpadanie osadów na skutek różnicy rozszerzalności cieplnej i rury przy zmianach temperatur związanych z odstawianiem i uruchamianiem kotła.

Wytrzymałość mechaniczna osadów sypkich jest znikoma, a usunięcie ich przez zdmuchiwanie jet zupełnie łatwe.

5.5.4. Korozyjność osadów

W pewnych przypadkach osady popiołu mogą być przyczyną korozji rur kotłowych. Zjawisko to obserwuje się prawie wyłącznie w strefie wysokotemperaturowej (przegrzewacze końcowe i festony) i niskotemperaturowej (podgrzewacze powietrza w dużych lub podgrzewacze wody w małych kotłach).

O ile w strefie niskotemperaturowej prawie wyłączną przyczyną korozji jest obecność kwasu siarkowego wykroplonego ze spalin, o tyle w strefie temperatur wysokich mechanizmy korozji są bardzo różnorodne i skomplikowane.

Zasadniczą przyczyną korozji wysokotemperaturowej jest występowanie w osadach agresywnych związków chemicznych, zawierających głównie chlor, wanad i siarkę. Ubytki metalu rur spowodowane są ponadto dyfuzją żelaza do siatki krystalicznej osadu.

Więcej informacji na temat korozji rur powierzchni konwekcyjnych kotłów znaleźć można w pracach [43] i [93].

5.6. DOTYCHCZASOWE METODY OBLICZANIA WSPÓŁCZYNNIKA PRZENIKANIA CIEPŁA DLA PĘCZKÓW ZANIECZYSZCZONYCH

Stosowane w praktyce metody obliczania współczynnika przenikania ciepła w kotłowych pęczkach konwekcyjnych pokrytych osadem popiołu wykorzystują klasyczny wzór (3.1) dla wielowarstwowej przegrody płaskiej bądź jego modyfikację (3.2). We wzorach tych wpływ osadów na wymianę ciepła uwzględnia albo ich opór cieplny $R_z = \delta_z / \lambda_z$ będący stosunkiem średniej grubości osadu do jego uśrednionej przewodności cieplnej i nazywany w literaturze kotłowej współczynnikiem zanieczyszczenia, albo stopień efektywności Ψ definiowany wzorem (1.2). Wartości R_z i Ψ określane są empirycznie i przedstawiane w postaci wzorów, tablic i wykresów.

Zachodnie firmy kotłowe na ogół nie publikują danych na ten temat - istniejące informacje są na ogół fragmentaryczne [100].

Krajowych danych na ten temat również jest stosunkowo niewiele, co zmusza konstruktorów do korzystania z radzieckich norm [112], w których omawiane zagadnienie rozpatrywane jest najpełniej.

Zasady obliczeń zanieczyszczonych powierzchni opisane w [112] oparte są na pracy [55] i dotyczą wyłącznie osadów sypkich. Z informacji podanej w [55] wynika, że w kotłach radzieckich osady stałe praktycznie nie występują, natomiast osady sypkie pokrywają rury w całym zakresie temperatur spalin charakterystycznym dla konwekcyjnej części kotła. Fakt ten pozwolił na wyznaczenie wartości R_z z badań na stanowisku doświadczalnym, w którym modelowe pęczki rur omywane były zapylnym powietrzem, przy czym pył do badań pobierano z elektrofiltrów kotłów opalanych różnymi stosowanymi w ZSRR paliwami. Przepływ ciepła realizowano podgrzewając rury kalometryczne prądem do temperatury ok. 100°C.

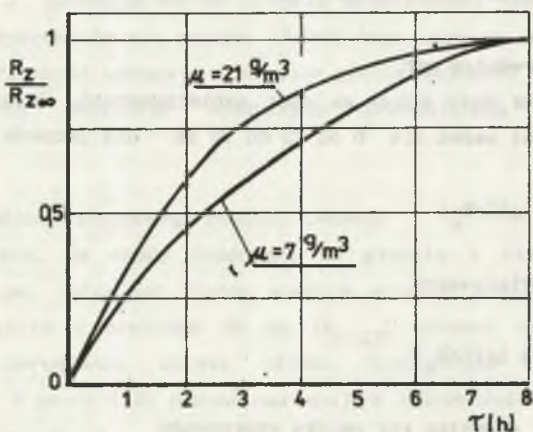
Wadą omawianych badań jest to, że zostały przeprowadzone dla stosunkowo małych podziałek względnych $\sigma_1 = 2 - 2,4$, $\sigma_2 = 1 - 2$ dla pęczków przedstawianych i $\sigma_2 = 1,25 - 2,5$ dla korytarzowych. Układy o takich podziałkach w kotłach występują dość rzadko.

Badania [55] pozwoliły na określenie licznych prawidłowości, które z dużym prawdopodobieństwem można przyjąć jako prawdziwe (przynajmniej jakościowo) i w przypadku osadów sypkich występujących na powierzchniach konwekcyjnych krajowych kotłów. Prawidłowości te omówiono poniżej.

5.6.1. Wpływ upływu czasu i koncentracji popiołu w spalinach

Zmianę oporu zanieczyszczenia R_z w funkcji czasu i koncentracji popiołu w spalinach przedstawia rys. 5.16. Można zauważyć, że stabilizacja osadu

następuje po ok. 7 godzinach pracy kotła, przy czym ok. 70% osadu tworzy się w czasie krótszym niż 3 h, a wpływ koncentracji uzewnętrznia się jedynie w początkowej fazie powstawania zanieczyszczeń. Potwierdza się więc wniosek, że na rozmiary osadu nie ma wpływu ilość popiołu w paliwie, a jedynie jego rodzaj. Duża szybkość narastania sypkich osadów powoduje też, że stosowanie zdmuchiważy popiołu z częstotliwością 1/zmianę jest bezcelowe, bo jedynie w znikomym stopniu wpływa na średniodobową wartość R_z . Właściwą efektywność dałoby dopiero zdmuchiwanie co ok. godzinę. Powstaje jednak problem, czy tak częste stosowanie zdmuchiważy pociągające za sobą większe zużycie pary lub



Rys. 5.16. Szybkość narastania osadów sypkich w funkcji koncentracji popiołu w spalinach

Fig. 5.16. Formation of dust deposits as a function of ash concentration in the flue gas

powietrza sprężonego jest uzasadnione ekonomicznie. Być może bardziej opłacalna jest rezygnacja ze zdmuchiwania w ogóle, co pozwala zaoszczędzić znaczne nakłady na zainstalowanie i eksploatację zdmuchiważy.

5.6.2. Wpływ prędkości spalin na współczynnik zanieczyszczenia

Zanieczyszczenie w sposób istotny zależy od prędkości spalin. Liczba zderzeń drobnych cząstek z rurą rośnie proporcjonalnie do prędkości spalin, intensywność erozji osadu przez grube frakcje popiołu rośnie z 3 potęgą prędkości. W efekcie podniesienie prędkości spalin prowadzi do znacznego spadku rozmiarów osadu.

Zależność między oporem zanieczyszczenia a prędkością spalin w opisyje zależność

$$R_z = C_u C_d C_{fr} 10^{-nw}, \quad (5.14)$$

gdzie:

C_d - funkcja opisująca wpływ średnicy rury,

C_u - stała zależna od układu rur,

C_{fr} - funkcja składu frakcyjnego popiołu,

n - funkcja podziałek i układu rur (wzór 5.17).

5.6.3. Wpływ średnicy rur

Średnica rur ma duży wpływ na opór zanieczyszczeń. Związek ten opisują poniższe zależności ważne dla D od 25 do 90 mm - dla pęczków przestawnych

$$C_d = 1 + 3 \lg(D/D_0) \quad (5.15)$$

- dla pęczków korytarzowych

$$C_d = 1 + 3,3 \lg(D/D_0) \quad (5.16)$$

gdzie D_0 38 mm - średnica rur pęczka wzorcowego.

Wynika stąd, że stosowanie rur o niewielkich średnicach jest efektywnym sposobem obniżenia wpływu osadów na wymianę ciepła.

5.6.4. Wpływ układu i podziałek rur

Badania [55] wykazały, że zarówno w przypadku układów korytarzowych, jak i przestawnych wpływ podziałki poprzecznej w zakresie $\sigma_1 = 2 - 2,4$ jest znikomy. Wpływ podziałki wzdłużnej można pominąć w przypadku układów korytarzowych, natomiast w układach przestawnych ma on znaczenie, co opisuje zależność

$$n = 0,052 + 0,094 \sigma_2^{-4}, \quad (5.17)$$

W układach korytarzowych zaleca się przyjmowanie stałej wartości $n = 0,08$.

Badania dowodzą, że zagęszczenie pęczka nie tylko nie zwiększa jego skłonności do powstawania osadów, ale nawet może ją zmniejszyć.

Stwierdzono ponadto, że właściwy dobór podziałek i średnic rur pęczka przestawnego może całkowicie zlikwidować podatność na zanieczyszczenie osadami sypkimi, dając układy o stopniu efektywności bliskim 1. Zalecane wymiary to: $D = 25-32$ mm, $\sigma_1 = 2-2,5$; $\sigma_2 = 1-1,5$.

Małe podziałki względne takich pęczków są jednak niekorzystne ze względów konstrukcyjnych. Nie można tego typu pęczków wykonywać jako wiszących ze względu na brak możliwości poprowadzenia rur wieszakowych.

Kłopotliwe jest również stosowanie małych podziałek wzdłużnych narzucających trudne technologicznie małe promienie gięć.

Stwierdzono natomiast [62], że zastosowanie zmiennej podziałki wzdłużnej np. $\sigma'_2 = 1,5$ i $\sigma''_2 = 3$ powoduje wzrost stopnia efektywności cieplnej o ok. 10% na skutek samooczyszczania się pęczka. Układy tego typu są wygodne, ponieważ pozwalają łatwo zapewnić wymagane promienie gięcia węzłownic bez konieczności stosowania dużych podziałek wzdłużnych powodujących intensywniejsze zanieczyszczenie.

5.6.5. Wpływ składu ziarnowego popiołu lotnego

Badania wykazały, że osady zbudowane są głównie z ziaren o średnicy mniejszej od $30 \mu\text{m}$, natomiast ziarna większe erodują powstałe osady. Stąd pozostałość na sicie o otworach $30 \mu\text{m}$ ($R_{0,03}$) stanowi charakterystyczny parametr przy określaniu wpływu składu ziarnowego na współczynnik zanieczyszczenia. W pracy [55] podano następujące zależności:

- dla układów przestawnych

$$C_{fr} = 1 - 1,18 \lg (R_{0,03} / 33,7), \quad (5.18)$$

- dla układów korytarzowych

$$C_{fr} = 1 - 1,7 \lg (R_{0,03} / 33,7). \quad (5.19)$$

Z przedstawionych zależności wynika, że wpływ rozmiarów cząstek jest znaczny, zmiana $R_{0,03}$ z 25% na 76% powoduje ok. 3-krotne zmniejszenie współczynnika zanieczyszczenia.

5.6.6. Formuły obliczeniowe

W pracy [55] podano następujące zależności pozwalające obliczyć współczynnik zanieczyszczenia (opór cieplny) dla osadów sypkich:

- układy przestawne

$$R_z = 0,0108 [1 - 1,18 \lg (R_{0,03}/33,7)] [1 + 3 \lg (D/D_0)] 10^{-nw}, \text{ m}^2 \text{ K/W} \quad (5.20)$$

dla $\sigma_1 = 2-3$, n wg wzoru (5.17)

- układy korytarzowe

$$R_z = 0,0335 [1 - 1,7 \lg (R_{0,03}/33,7)] [1 + 3,3 \lg (D/D_0)] 10^{-0,08w} \text{ m}^2 \text{ K/W.} \quad (5.21)$$

Z powyższych zależności wynika, że rozpowszechniona opinia o powstawaniu większych zanieczyszczeń w pęczkach przestawnych [38] nie jest dla osadów sypkich prawdziwa. W tych samych warunkach wartości dla układów korytarzowych mogą być ok. 2-krotnie większe.

Badania laboratoryjne, których wynikiem są wzory (5.20) i (5.21), porównano z danymi z eksploatacji rzeczywistych kotłów. Uzyskano dobrą zgodność dla końcowych stopni podgrzewaczy wody, natomiast dla powierzchni umieszczonych w wyższych temperaturach spalin stwierdzono, że powyższe wzory podają zbyt małe wartości oporu osadów. Powoduje to konieczność dodawania do obliczonych wartości oporu poprawki $\Delta R_z = 0,002 \text{ m}^2 \text{ K/W}$, co stanowi od 20-100% wartości R_z (przeciętnie ok. 50%).

Rozbieżności, jak widać, są znaczne, a powoduje je zarówno nieuwzględnienie wpływu zmiany kształtu rur pokrytych osadem na radiacyjny współczynnik wnikania ciepła, jak również umocnienie osadów w wyższych temperaturach umożliwiające tworzenie się zanieczyszczeń o większych rozmiarach. Zastosowana metoda badań nie pozwala na uwzględnienie w procesie osiadiania popiołu wpływu termoforezy, podczas gdy w rzeczywistych warunkach wpływ tego zjawiska może być istotny.

W efekcie choć wyniki badań [55] pozwalają jakościowo określać wpływ warunków pracy wymiennika na opór cieplny osadów, w zastosowaniach praktycznych dają znaczne błędy. Błędy te rosną w miarę podwyższania temperatury spalin. Błędne jest również stosowanie tych wzorów dla pęczków pokrytych osadami zestalonymi, które różnią się znacznie od badanych w [55] zarówno kształtem, jak i przewodnością cieplną.

Poza opisanymi wyżej badaniami pozostałe dane na temat wpływu osadów popiołu na wymianę ciepła są fragmentaryczne i jako wzięte z pomiarów eksploatacyjnych na ogół prawdziwe tylko dla badanego kotła. Opracowywane są najczęściej w postaci stopnia efektywności Ψ . Uogólniając tego typu dane, Ledinegg [57] zaleca stosowanie wartości $\Psi = 0,7-0,9$, przy czym niższa z

wartości odpowiada prędkości spalin ok. 5 m/s a wyższa ok. 10 m/s. Zalecenie takie, jako bardzo uproszczone, może prowadzić do dużych błędów.

Normy [112] stanowiące w kraju podstawę obliczeń cieplnych kotłów zalecają w przypadku pęczków przestawnych metodę [55], natomiast dla układu korytarzowego należy stosować podane niżej wartości współczynnika efektywności cieplnej:

- dla spalania antracytu i węgla chudych $\Psi = 0,6$,
- dla węgla kamiennego $\Psi = 0,65$,
- dla węgla brunatnego $\Psi = 0,6-0,7$.

Wartości te zalecane są zarówno dla nisko- jak i wysokotemperaturowych wymienników o układzie korytarzowym. W przypadku kotłów opalanych mazutem normy zalecają stopień efektywności w granicach 0,5-0,7. Przyjmując $\Psi = 0,65$ i obliczając na tej podstawie R_z dla pęczka korytarzowego uzyskuje się wyniki wyższe od podanych w [55]. W miarę wzrostu prędkości różnice te stają się coraz większe, osiągając ponad 100% wartości zalecanej przez [55].

Reasumując, należy stwierdzić, że istniejące metody określania wpływu zanieczyszczeń na wymianę ciepła w kotłowych pęczkach konwekcyjnych nie zapewniają dokładności obliczeń wymaganej przy projektowaniu kotłów. Błędy w wyznaczeniu Ψ mogą sięgać 40% [101], dając w efekcie analogiczne błędy w określaniu wymaganej powierzchni ogrzewanej wymienników. Dodatkowym źródłem błędów jest fakt, że normy [112] zalecają, stosując konsekwentnie model ścianki płaskiej pokrytej warstwą osadu, obliczanie temperatury powierzchni przejmującej ciepło drogą promieniowania jako

$$t_{śc} = t_{cz} + (R_z + 1/\alpha_2)q \quad (5.22)$$

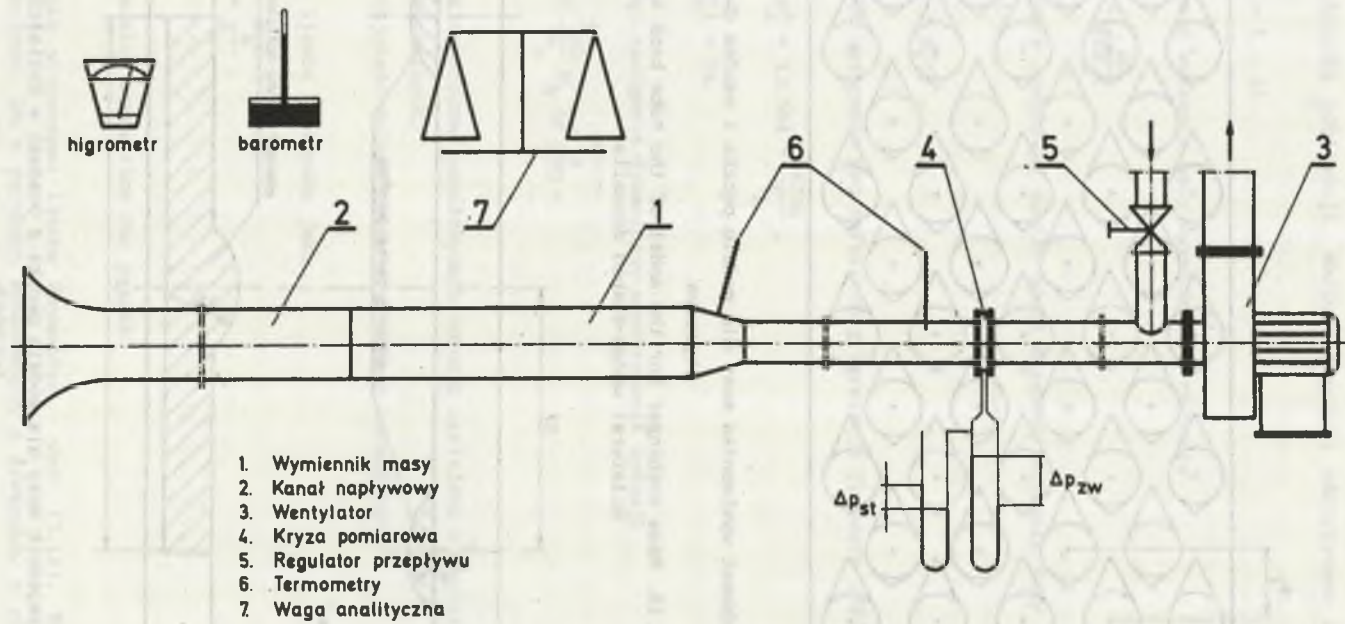
Założenie takie odbiega od rzeczywistości, ponieważ zasadniczą część ciepła przejmuje powierzchnia wolna od osadu - jej więc temperatura powinna być przyjmowana do obliczeń. Stosowanie wzoru (5.22) może, w przypadku silnie zanieczyszczonych pęczków (wysoka wartość R_z), być źródłem poważnych błędów w wyniku zawyżenia wartości współczynników wnikania ciepła przez promieniowanie o ok. 20-30%.

5.7. WPLYW KSZTAŁTU OSADU NA KONWEKCYJNY WSPÓLCZYNNIK WNIKANIA CIEPŁA

Powstanie osadów na powierzchniach rur powoduje zmianę kształtu ich przekroju, co pociągać musi za sobą również zmianę warunków omywania pęczka przez spaliny. Konsekwencją tego jest zmiana konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła od spalin do rury. Nieuwzględnienie tego zjawiska przez

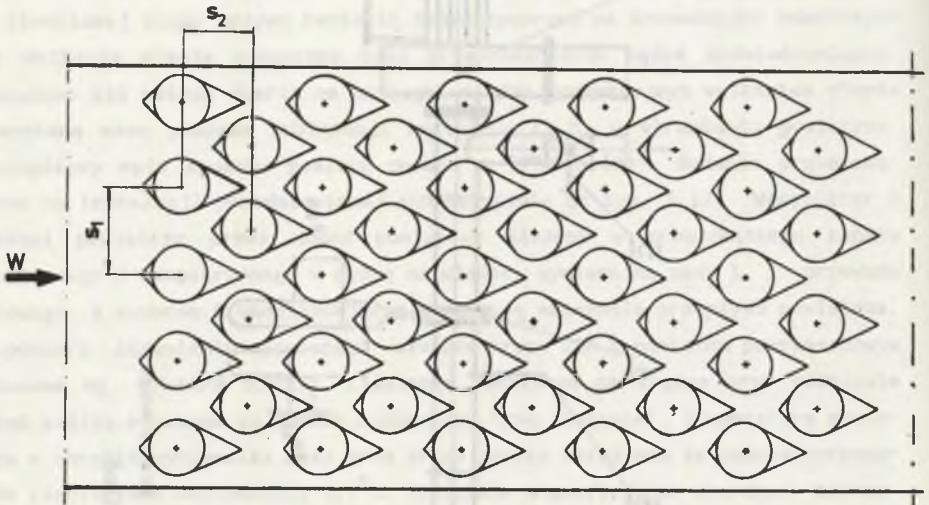
dotychczas stosowane metody obliczeniowe może powodować dość znaczne błędy. Do ilościowej oceny wpływu kształtu zanieczyszczeń na konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła konieczne było przeprowadzenie badań doświadczalnych. Posłużono się metodą opartą na analogii między konwekcyjnym wnikaniem ciepła i wymianą masy podczas sublimacji naftalenu $C_{10}H_8$ w strumieniu powietrza. Szczegółowy opis sposobu pomiaru podano w [77] i [79]. Badania przeprowadzono na instalacji przedstawionej schematycznie na rys. 5.17. Wentylator 3 zasysał powietrze przez układ pomiarowy złożony w prostokątnego kanału napływowego 2 zaopatrzonego w dyszę na wlocie, wymiennika masy 1 i przewodu rurowego z zaworem 5 umożliwiającym regulację natężenia przepływu powietrza. Do pomiaru strumienia powietrza służyła kryza ISA z pomiarem przytarczowym wykonana wg PN-65/N 53950. Ciśnienie różnicowe na zwężce oraz ciśnienie przed zwężką mierzono za pomocą manometrów typu "Askania". Temperaturę powietrza w obrębie wymiennika masy oraz przed zwężką określano za pomocą termometrów rtęciowycho dokładności $0,1^{\circ}C$. Ciśnienie atmosferyczne mierzono barometrem rtęciowym, a wilgotność powietrza higrometrem włosowym. Zasadniczą część instalacji stanowił wymiennik masy wykonany w dwu wersjach: modelującej pęczek rur pokrytych osadem dwustronnym stycznym - rys. 5.18 i osadem o kształcie mostków międzyrurowych - rys.5.19. Wymienniki masy wykonano z metalpleksu i drewna, a kształtki modelujące pokryte osadem rury pęczków odlewano z parafiny. Wybór parafiny podyktowany był łatwością jej odlewania przy zachowaniu wystarczającej wytrzymałości w wykorzystywanym podczas badań przedziale temperatur $20-25^{\circ}C$. Przesuwne ścianki boczne pozwalały na regulację podziałek poprzecznych w pęczku oraz na badanie układu przestawnego lub korytarzowego. Konstrukcja wymiennika pozwalała na umieszczenie elementu pomiarowego w dowolnym miejscu wzdłuż drogi przepływu powietrza. Element czynny stanowiła pojedyncza kształtka odlana z naftalenu modelująca jedną rurę pokrytą osadem. Stosowano naftalen o czystości do analiz (cz.d.a.). Przed zalewaniem formy naftalen podgrzewano do temperatury wrzenia $217,9^{\circ}C$ celem odgazowania, co umożliwia uzyskanie odlewu o większej twardości i stałej gęstości. Ma to szczególnie duże znaczenie przy pomiarach lokalnych wartości współczynnika wnikania masy prowadzonych czujnikami mechanicznymi.

W celu określenia intensywności wnikania masy podczas sublimacji naftalenu w strumieniu powietrza mierzono zmianę masy próbki ΔG , temperaturę powietrza t , powierzchnię wymiany masy F , czas pomiaru τ , średnicę zewnętrzną rury D , prędkość powietrza w największym przekroju pęczka w oraz ciśnienie w wymienniku masy p . Temperaturę zewnętrznąj powierzchni naftalenu t_A determinującą intensywność wymiany masy obliczano odejmując od temperatury powietrza poprawkę Δt uwzględniającą obniżenie temperatury naftalenu na



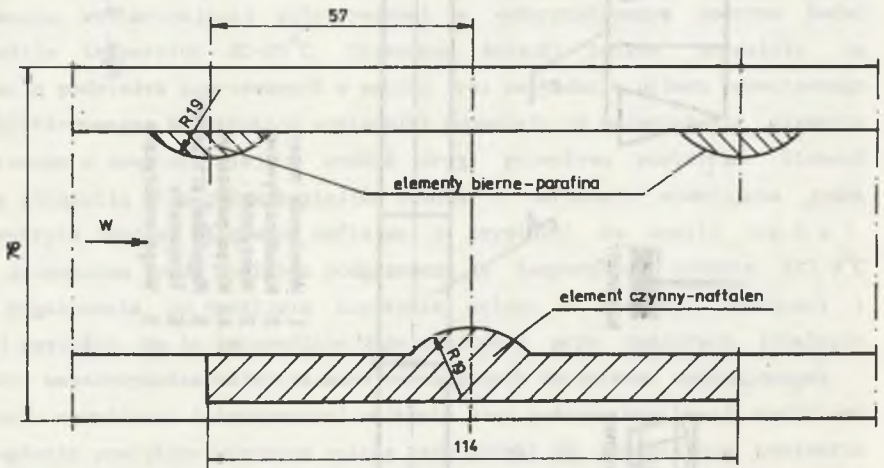
Rys. 5.17. Schemat układu pomiarowego

Fig. 5.17. Test stand



Rys. 5.18. Schemat wymiennika masy dla modelu pęczka z osadem dwustronnym stycznym

Fig. 5.18. Mass exchanger for the model of the tube bank with bilateral wedge-shaped deposits



Rys. 5.19. Wymiennik masy dla modelu pęczka z osadami w kształcie mostków rurowych

Fig. 5.19. Mass exchanger for the model of the tube bank with ash bridges

skutek zjawiska sublimacji. Wartość poprawki odczytywano z wykresu Sogina [79].

$$t_A = t - \Delta t \quad (5.23)$$

Współczynnik wnikania masy wyznaczano z równania

$$\beta_A = \frac{\Delta G}{F \Delta \Pi_A \tau} \quad (5.24)$$

Występujący w powyższym wzorze moduł napędowy wnikania masy $\Delta \Pi_A$ obliczano z zależności

$$\Delta \Pi_A = p_A^* / p, \quad (5.25)$$

a ciśnienie nasycenia par naftalenu z korelacji Pressera [76]

$$\lg p_A^* = 13,564 - \frac{4734}{T_A}, \quad (5.26)$$

gdzie $[p_A^*] = \text{Pa}$.

Wyznaczając następnie dynamiczny współczynnik dyfuzji

$$\delta_A = \frac{D_{AO}}{v_0} M_A \sqrt{\frac{T_A}{273}}, \quad (5.27)$$

gdzie:

D_{AO} - kinematyczny współczynnik dyfuzji naftalenu w powietrzu w warunkach normalnych,

v_0 - objętość molowa gazów w warunkach normalnych,

obliczano liczbę Sherwooda jako:

$$\text{Sh} = \frac{\beta_A D}{\delta_A}, \quad (5.28)$$

gdzie:

D - średnica zewnętrzna rur pęczka.

Równocześnie wyznaczono liczbę Reynoldsa - wzór (3.11). Badano lokalne i średnie wartości Sh w pęczkach zbudowanych z elementów o przekroju typowym dla rur pokrytych różnego rodzaju osadami popiołu. Porównywano przy tym intensywność wymiany masy dla modelu pęczka zanieczyszczonego oraz dla

wymiennika zbudowanego z rur okrągłych o tym samym układzie i podziałkach względnych. Założenie, że stosunki liczb Sherwooda dla obu modeli są identyczne ze stosunkami odpowiednich liczb Nusselta, odpowiada przyjęciu niezmienności parametru analogii κ_c dla obu przypadków:

$$\kappa_c = Nu_c / Sh_c = Nu_z / Sh_z = \kappa_z, \quad (5.29)$$

W pracy [80] stwierdzono, że prawdopodobieństwo popełnienia błędu przy takim założeniu mieści się w granicach 2-5% dla korytarzowych i przestawnych pęczków z rur gładkich, pęczków membranowych, a nawet dla odcinka rozbiegowego rury. W związku z tym można przyjąć, że zmiana kształtu przekroju na skutek zanieczyszczenia nie wpływa istotnie na wartość κ_c , a tym samym można napisać:

$$\frac{Sh_z}{Sh_c} = \frac{Nu_z}{Nu_c}. \quad (5.30)$$

Posługując się stosunkami liczb Sherwooda, unika się błędu wyznaczenia funkcji analogii κ_c wynikającego z niedokładności wyznaczenia współczynnika dyfuzji naftalenu w powietrzu i niedokładności określenia liczby Schmidta (w literaturze utrzymują się na ten temat dość znaczne rozbieżności [74]).

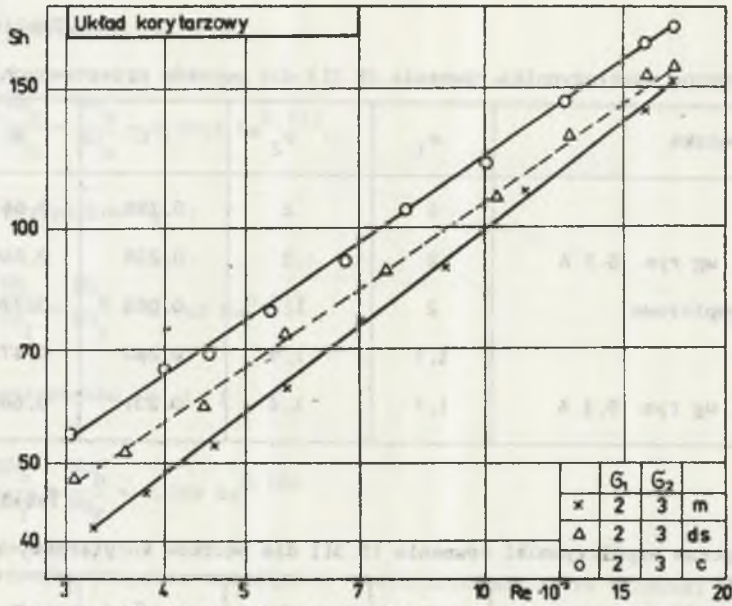
Srednie wartości liczby Sherwooda wyznaczano dla następujących układów rur:

- a) układ przestawny, $\sigma_1 = \sigma_2 = 2$ - rury czyste,
- b) układ przestawny, $\sigma_1 = 1,7$; $\sigma_2 = 1,4$ - rury czyste,
- c) pęczek "a" rury zanieczyszczone wg rys. 5.1 A,
- d) pęczek "b" rury zanieczyszczone wg rys. 5.1 A,
- e) układ przestawny, $\sigma_1 = 2$; $\sigma_2 = 1,5$ - rury z mostkami popiołowymi wg rys. 5.3 dla $\varphi/\Pi = 0,25$,
- f) układ korytarzowy, $\sigma_1 = 2$; $\sigma_2 = 3$ - rury czyste,
- g) pęczek "f" rury zanieczyszczone wg rys. 5.1 A,
- h) pęczek "f" rury z mostkami popiołowymi wg rys. 5.3 dla $\varphi/\Pi = 0,25$.

Wyniki pomiarów przedstawiono na rys. 5.20 i 5.21. Liniowy rozkład punktów na wykresie $\lg Sh - \lg Re$ wskazuje, że intensywność wnikania masy można opisać zależnością

$$Sh = C Re^m. \quad (5.31)$$

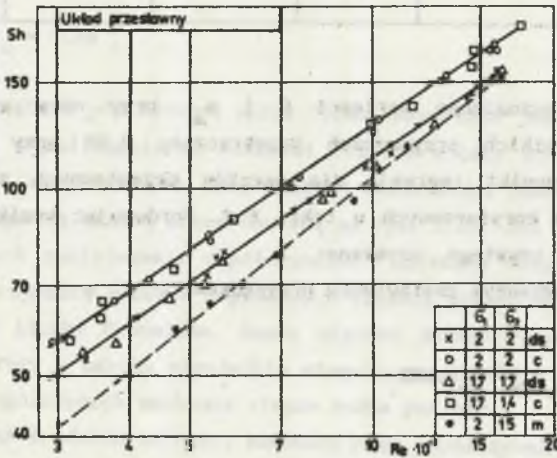
Przy opracowywaniu wyników pominięto wpływ zmienności liczby Schmidta ze względu na niewielki zakres zmian temperatur powietrza podczas pomiarów w granicach 20-25°C.



Rys. 5.20. Liczba Sherwooda dla korytarzowych pęczków rur

c - pęczek czysty, ds - pęczek pokryty osadem dwustronnym stycznym,
 m - pęczek z osadem w kształcie mostków popiołowych

Fig. 5.20. Sherwood numbers for clean and contaminated in-line tube banks
 c - clean tubes, ds - bilateral wedge-shaped deposits, m - ash bridges



Rys. 5.21. Liczba Sherwooda dla przestawnych pęczków rur

c - pęczek czysty, ds - pęczek pokryty osadem dwustronnym stycznym,
 m - pęczek z osadem w kształcie mostków popiołowych

Fig. 5.21. Sherwood numbers for staggered tube banks
 c - clean tubes, ds - bilateral wedge-shaped deposits, m - ash bridges

Tablica 5.3

Empiryczne współczynniki równania (5.31) dla pęczków przestawnych

Stan pęczka	σ_1	σ_2	C	m
czysty	2	2	0,288	0,661
zaniecz. wg rys. 5.1 A	2	2	0,238	0,669
mostki popiołowe	2	1,5	0,084	0,774
czysty	1,7	1,4	0,263	0,671
zaniecz. wg rys. 5.1 A	1,7	1,4	0,231	0,669

Tablica 5.4

Empiryczne współczynniki równania (5.31) dla pęczków korytarzowych

Stan pęczka	σ_1	σ_2	C	m
czysty	2	3	0,23	0,681
zaniecz. wg rys. 5.1 A	2	3	0,174	0,698
mostki popiołowe	2	3	0,071	0,787

Metodą regresji wyznaczono wartości C i m, przy czym współczynniki korelacji we wszystkich przypadkach przekraczały 0,98 przy kilkunastu pomiarach. Współczynniki regresji dla pęczków przestawnych zestawiono w tablicy 5.3, a dla korytarzowych w tabl. 5.4. Porównując wyniki dla stanu zanieczyszczonego i czystego, uzyskano:

- dla podanych w powyższym zestawieniu przypadków c i a

$$\frac{Sh_c}{Sh_a} = \frac{Nu_c}{Nu_a} = 0,826 Re^{0,008}, \quad (5.32)$$

- dla przypadków d i b

$$\frac{Sh_d}{Sh_b} = \frac{Nu_d}{Nu_b} = 0,881 Re^{-0,002}, \quad (5.33)$$

- dla przypadków e i a

$$\frac{Sh_e}{Sh_a} = \frac{Nu_e}{Nu_a} = 0,2915 Re^{0,113} \quad (5.34)$$

- dla przypadków g i f

$$\frac{Sh_g}{Sh_f} = \frac{Nu_g}{Nu_f} = 0,762 Re^{0,017} \quad (5.35)$$

- dla przypadków h i f

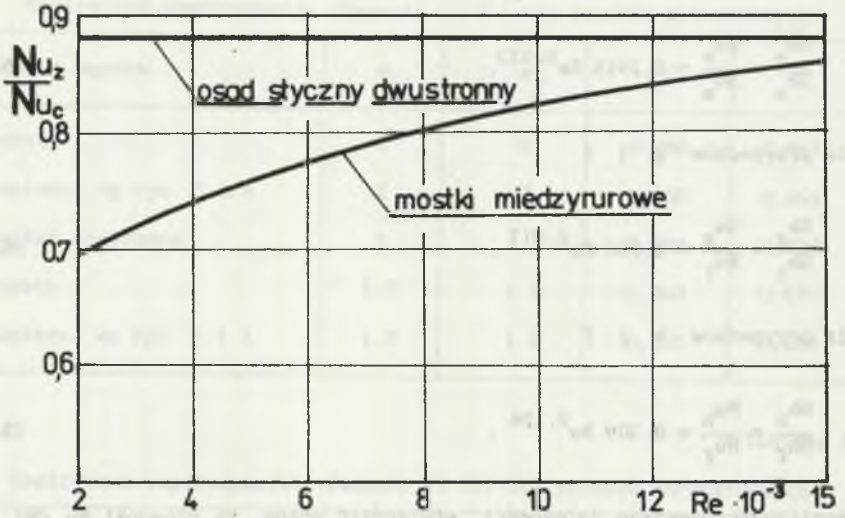
$$\frac{Sh_h}{Sh_f} = \frac{Nu_h}{Nu_f} = 0,309 Re^{0,106} \quad (5.36)$$

Analizując powyższe zależności, stwierdzić można, że stosunki Nu_1/Nu_j dla osadów stycznych dwustronnych jedynie w nieznacznym stopniu zależą od liczby Reynoldsa, w związku z czym dla spotykanego w kotłach zakresu $Re = 200-15000$ można posługiwać się wartością średnią. Biorąc pod uwagę fakt, że dla trzech zbadanych przypadków uzyskano zbliżone wartości, można przyjąć jedną średnią dla osadów dwustronnych stycznych w pęczkach przestawnych i korytarzowych:

$$Nu_{ds}/Nu_c = 0,88 \quad (5.37)$$

W przypadku mostków popiołowych wpływ liczby Reynoldsa jest większy i wymaga uwzględnienia w obliczeniach. Ponieważ różnice między wynikami dla układów przestawnych i korytarzowych leżą poniżej dokładności pomiarów, przyjęto do obliczeń uśrednioną krzywą przedstawioną na rys. 5.22. Dla osadów dwustronnych stycznych zmniejszenie współczynnika wnikania ciepła wynosi ok. 2%, natomiast w przypadku mostków popiołowych zmienia się od ok. 30% do ok. 13% w zależności od liczby Reynoldsa. Osady styczne jednostronne rys. 5.1B zmieniają profil rury w bardzo niewielkim stopniu, w związku z czym ich wpływ na konwekcyjny współczynnik wnikania ciepła można pominąć.

Oprócz badań średnich wartości konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła w pęczkach zanieczyszczonych badano również rozkład lokalnych wartości Nu wzdłuż zewnętrznego obwodu rury z osadem. Badania przeprowadzono dla pęczka "c" przy liczbie Reynoldsa $Re = 15.000$. Dokładny opis metody opartej, jak

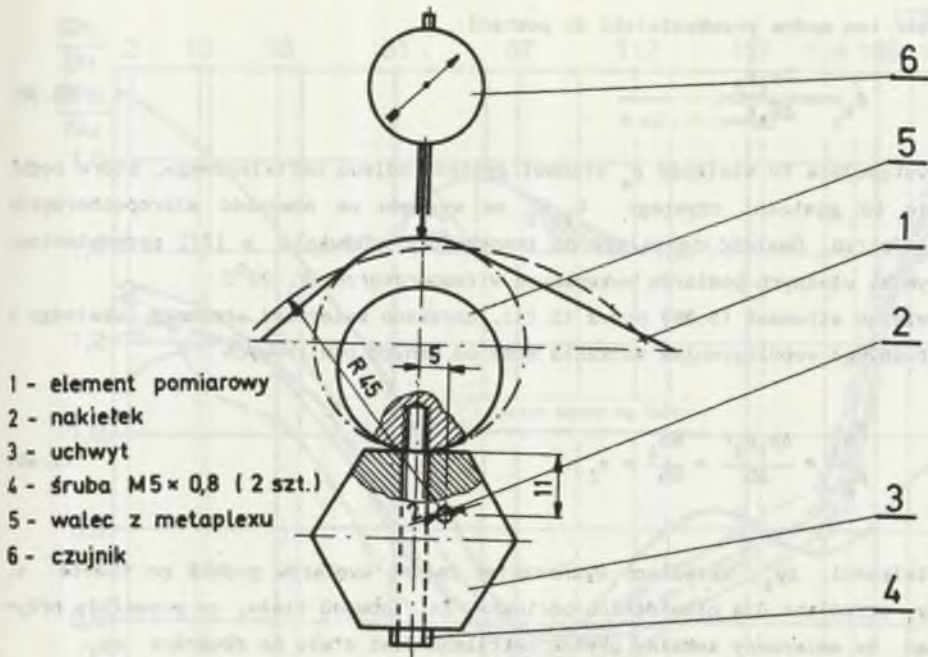


Rys. 5.22. Stosunek liczb Nusselta dla zanieczyszczonych i czystych pęczków konwekcyjnych

Fig. 5.22. Comparison of Nusselt numbers for clean and contaminated tube banks

poprzednio. na analogii naftalenowej podano w [77] i [79]. Rozkład współczynnika wnikania masy wyznaczano mierząc lokalne ubytki masy naftalenu podczas sublimacji. Zestaw pomiarowy zbudowano opierając się na czujnikach zegarowych umożliwiającym osiągnięcie dokładności do 0,005 mm. Trudny problem stanowił pomiar ubytków naftalenu przy złożonym kształcie próbki. Linia obwodu elementu badanego o kształcie wg rys. 5.1A składa się z odcinka okręgu oraz opartych na nim stycznych. Pomiar czujnikiem zegarowym można realizować stosując posuw próbki (elementy płaskie) bądź jej obrót w kłach (elementy obrotowe). W omawianym przypadku zdecydowano się na obrót, co wymagało jednak wykonania specjalnego uchwytu pozwalającego na realizację obrotu po średnim łuku $R = 45$ mm, który najlepiej aproksymował kształt obwodu próbki - rys. 5.23.

Zaopatrzony w nakiełki uchwyt wykonano z aluminium i umocowano do walca z metapleksu zalewanego mimośrodowo w naftalenowej kształtce tak, aby jego niesublimumująca tworząca stanowiła bazę do pomiaru. Przez obrót elementu z uchwytem w kłach odwzorować można kształt próbki. Pomiaru dokonywano dwukrotnie: przed umieszczeniem próbki w wymienniku masy i później po dłuższej sublimacji. Różnica pomiarów stanowiła lokalną grubość ubytku Δy_1 .



Rys. 5.23. Schemat pomiaru lokalnych ubytków masy naftalenu dla próbki o przekroju wg rys. 5.1A

Fig. 5.23. Measurement of local mass losses for the element according Fig.5.1A

Ponieważ przekrój wg rys. 5.1A jest symetryczny, wystarczy dokonać pomiaru ubytków z jednej strony próbki.

W celu uniknięcia wpływu błędów wynikających z ubytku masy próbki na skutek konwekcji naturalnej podczas przemieszczania i mierzenia elementu, jak również z niedokładności bazowania w kłach oraz na powierzchni styku uchwytu i walca z metaplexu konieczne było stosowanie długich czasów pomiaru (ok. 24 godz.).

Spowodowana sublimacją zmiana kształtu próbki podczas pomiaru jest nieznaczna, ponieważ maksymalna wartość Δy_1 nie przekracza 0,4 mm przy średnicy elementu badanego 38 mm.

Miejscowe współczynniki wnikania masy określić można z zależności:

$$\beta_{A_1} = \frac{\Delta G_1}{F_1 \Delta \pi_A \tau} \quad (5.38)$$

Wzór ten można przekształcić do postaci:

$$\beta_{A_1} = \frac{\Delta y_1 \rho_a}{\Delta \pi_A \tau} \quad (5.39)$$

Występująca tu wielkość ρ_a stanowi gęstość odlewu naftalenowego, która różni się od gęstości czystego $C_{10}H_8$ ze względu na obecność mikropęcherzyków powietrza. Gęstość ta zależy od temperatury odlewania: w [77] przedstawiono wyniki własnych pomiarów wykonanych w temperaturze ok. 20°C .

Dzieląc stronami (5.38) przez (5.24), uzyskano zależność stosunku lokalnego i średniego współczynnika wnikania masy od danych pomiarowych

$$\frac{\beta_{A_1}}{\beta_A} = \frac{\Delta y_1 \rho_a F}{\Delta G} = \frac{Sh_1}{Sh} = z_1 \quad (5.40)$$

Wielkości Δy_1 określano wyznaczając zmianę wymiarów próbki po czasie τ . Δy_1 określano dla niewielkich odcinków Δx_1 obwodu ciała, co pozwoliło przyjąć, że zmierzony lokalny ubytek naftalenu jest stały na długości Δx_1 .

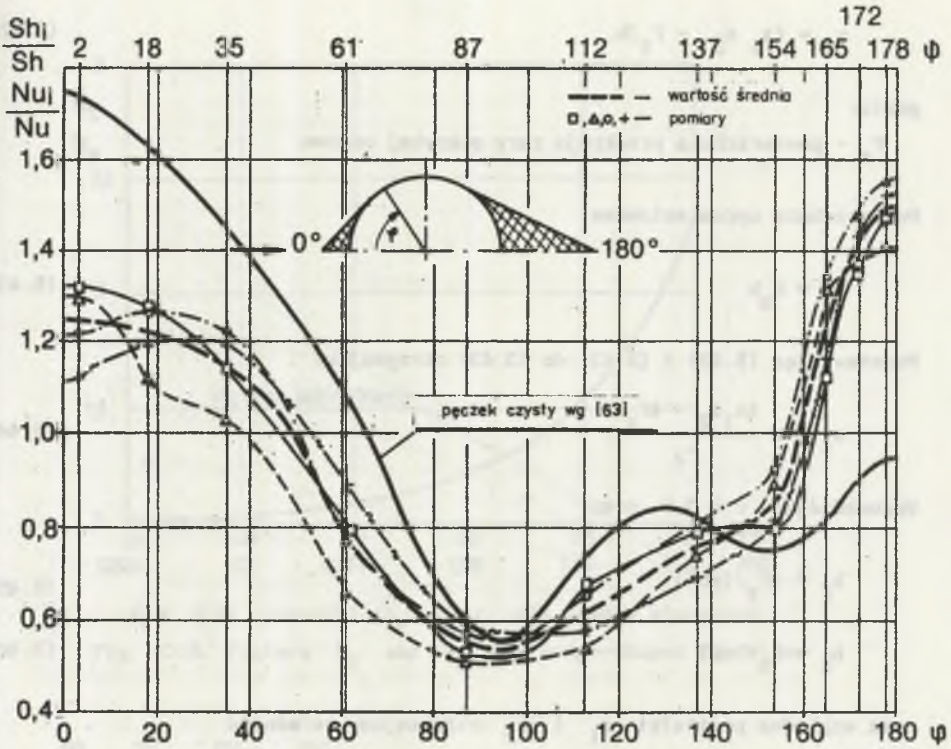
Aby wyznaczyć miejscowe wartości liczby Sherwooda, należy przemnożyć wartość z_1 przez średnią liczbę Sh liczoną ze wzoru (5.28)

$$Sh_1 = z_1 Sh \quad (5.41)$$

Wyniki pomiarów w postaci stosunku lokalnych i średnich wartości liczby Sherwooda podano na rys. 5.24. Można przyjąć, z dokładnością wystarczającą dla obliczeń technicznych, że analogicznie zmienia się intensywność wymiany ciepła. Dla porównania na rys. 5.24 przedstawiono przebieg zależności Nu_1/Nu dla czystego pęczka o tych samych podziałkach wg [63].

Zmierzony rozkład lokalnych wartości współczynnika wnikania ciepła różni się dość znacznie od przebiegu zaobserwowanego dla rur czystych. Daje się zauważyć mniejszą zmienność z_1 : wartość maksymalna z_{\max} wynosi ok. 1,5 a stosunek $z_{\max}/z_{\min} = 2,83$. Analogiczne wartości dla rur czystych: $z_{\max} = 1,75$ i $z_{\max}/z_{\min} = 3,3$.

Dla rur zanieczyszczonych maksimum rozkładu leży w obszarze turbulენტnej warstwy przyściennej za punktem oderwania strugi, podczas gdy w przypadku rur czystych jest ono w miejscu o współrzędnej kątowej $\varphi = 0$. Wartość minimalna odpowiadająca punktowi oderwania laminarnej warstwy przyściennej występuje dla obu przypadków praktycznie w tym samym miejscu - $\varphi = 93^\circ$.



Rys. 5.24. Intensywność wnikania ciepła i masy wzdłuż obwodu rury zanieczyszczonej i czystej

Fig. 5.24. Local heat and mass transfer for clean and contaminated tube bank

5.8. WPŁYW KSZTAŁTU OSADU NA RADIACYJNY WSPÓLCZYNNIK WNIKANIA CIEPŁA

Powstanie osadów na powierzchniach konwekcyjnych kotła ma znaczący wpływ na intensywność radiacyjnej wymiany ciepła między spalinami a powierzchnią zanieczyszczonych rur. Zmianie ulega bowiem zarówno emisyjność ścianki, jak i spalin. O ile wpływ zmian emisyjności powierzchni osadów ma małe znaczenie dla radiacyjnej wymiany ciepła (ponieważ ciepło przejmuje głównie powierzchnia niezanieczyszczona), o tyle wpływ zmian emisyjności spalin związanych z narastaniem osadów jest istotny. Ogólną zależność opisującą grubość promieniającej warstwy spalin przedstawia wzór (3.43). Objętość powtarzalnego elementu o długości rur b wynosi dla nieskończonego pęczka wg rys. 5.18

$$v_z = (s_1 s_2 - F_z) b, \quad (5.42)$$

gdzie:

F_z - powierzchnia przekroju rury pokrytej osadem.

Powierzchnia opróżniona

$$H_z = L_z b \quad (5.43)$$

Podstawiając (5.42) i (5.43) do (3.43) otrzymujemy

$$s_z = c \frac{4s_1 s_2 - 4F_z}{L_z} \quad (5.44)$$

Wprowadzając $c = 0,9$ oraz

$$b_F = 4F_z / (\pi D^2) \quad (5.45)$$

$$b_L = L_z / (\pi D) \quad (5.46)$$

oraz względne podziałki σ_1 i σ_2 otrzymujemy zależność

$$s_z = 0,9 \frac{(4\sigma_1 \sigma_2 - \pi b_F) D}{\pi b_L} \quad (5.47)$$

Poniżej przedstawiono obliczenia stosunków b_L i b_F dla typowych osadów.

a. Osady styczne

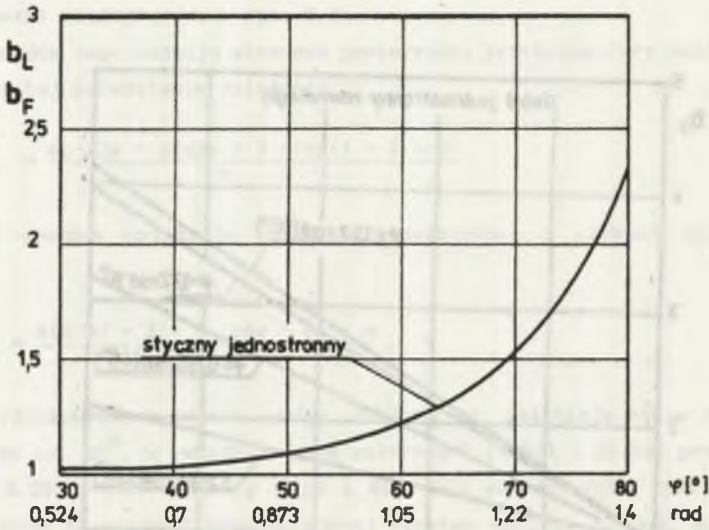
Można udowodnić, że dla jednostronnego osadu - rys. 5.18

$$b_F^{JS} = b_L^{JS} = \frac{\text{tg}\varphi + \pi - \varphi}{\pi}, \quad (5.48)$$

natomiast dla dwustronnego osadu - rys. 5.1A

$$b_F^{DS} = b_L^{DS} = \frac{\text{tg}\varphi_1 + \text{tg}\varphi_2 + \pi - \varphi_1 - \varphi_2}{\pi} \quad (5.49)$$

Przebieg zmienności stosunków b_F i b_L dla osadu jednostronnego stycznego przedstawiono na rys. 5.25. Dla osadów niesymetrycznych można oba stosunki wyznaczyć odczytując je dla osadu jednostronnego i posługując się wzorem



Rys. 5.25. Stosunki b_F i b_L dla osadów stycznych
 Fig. 5.25. Factors b_F and b_L for wedge-shaped deposits

$$b_F^{DS} = b_L^{DS} = b_F^{JS1} + b_F^{JS2} - 1, \quad (5.50)$$

gdzie oznaczenia JS1 i JS2 odpowiadają osadom po obu stronach rury.

b. Osady równoległe

Osad równoległy stanowi wyidealizowany model osadów zestalonych. Stwierdzono doświadczalnie, że tego rodzaju osady występują tylko po jednej stronie rury. Stosunek powierzchni przekroju rury zanieczyszczonej i czystej przedstawia wzór (5.51)

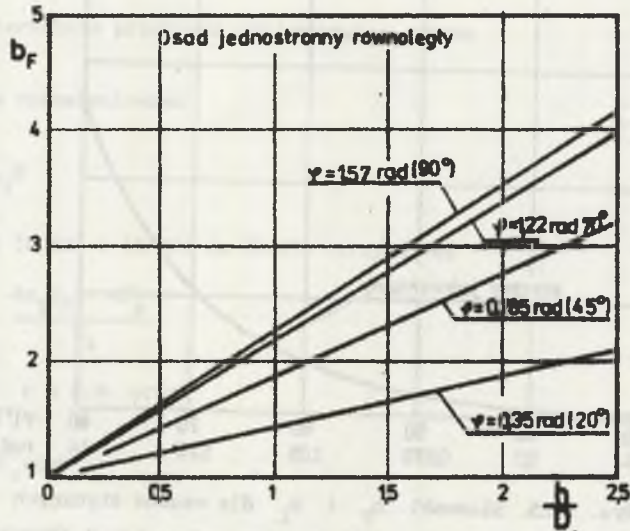
$$b_F = \frac{\pi - \varphi + 4(h/D) \sin \varphi + 2 \sin \varphi - \sin \varphi \cos \varphi + (\pi/2 - 2) \sin^2 \varphi}{\pi}$$

Przebieg zmienności b_F przedstawiono na rys. 5.26.

Stosunek obwodów przekroju rury zanieczyszczonej i czystej wyznaczyć można z zależności

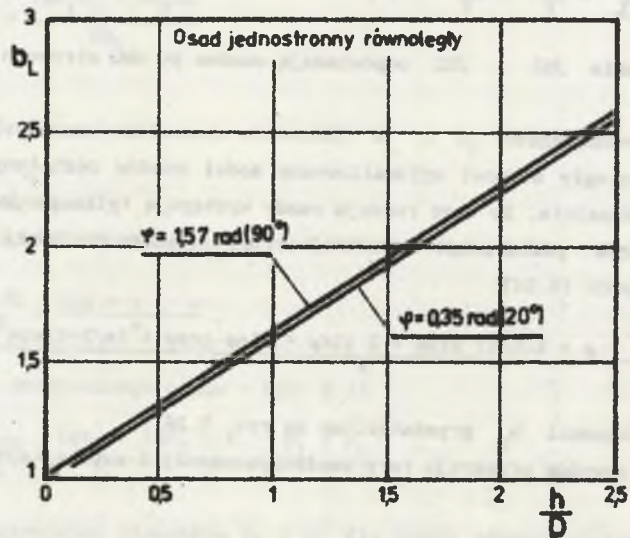
$$b_L = \frac{2(\pi - \varphi) + 4(h/D) - (2 - \pi) \sin \varphi + 2(1 - \cos \varphi)}{2\pi}, \quad (5.52)$$

którą w formie graficznej przedstawia rys. 5.27.



Rys. 5.26. Stosunek b_F dla osadów jednostronnych równoległych

Fig. 5.26. Factor b_F for fin-shaped deposits



Rys. 5.27. Stosunek b_L dla osadów jednostronnych równoległych

Fig. 5.27. Factor b_L for fin-shaped deposits

c. Mostki międzyrurowe - rys. 5.3

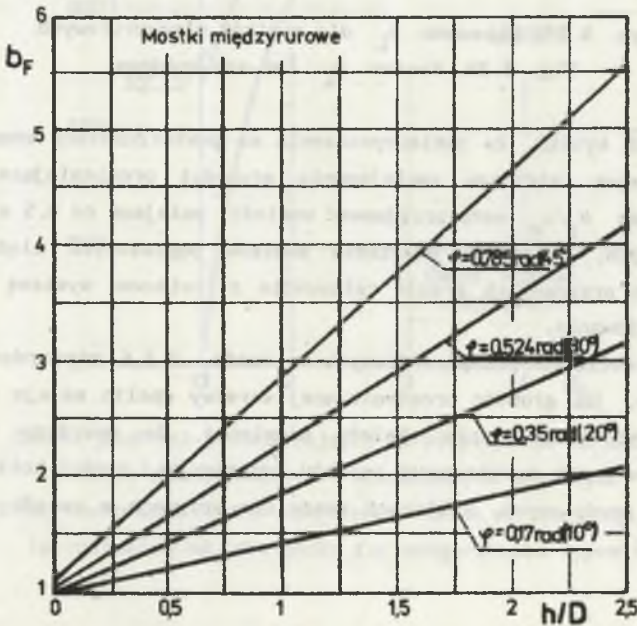
Dla osadów tego rodzaju stosunek powierzchni przekroju rury zanieczyszczonej i czystej przedstawia zależność

$$b_F = \frac{\pi - 2\varphi - \sin 2\varphi + 4 \sin \varphi (1 + 2 h/D)}{\pi} \quad (5.53)$$

Stosunek obwodów przekroju rury zanieczyszczonej i czystej opisać można wzorem

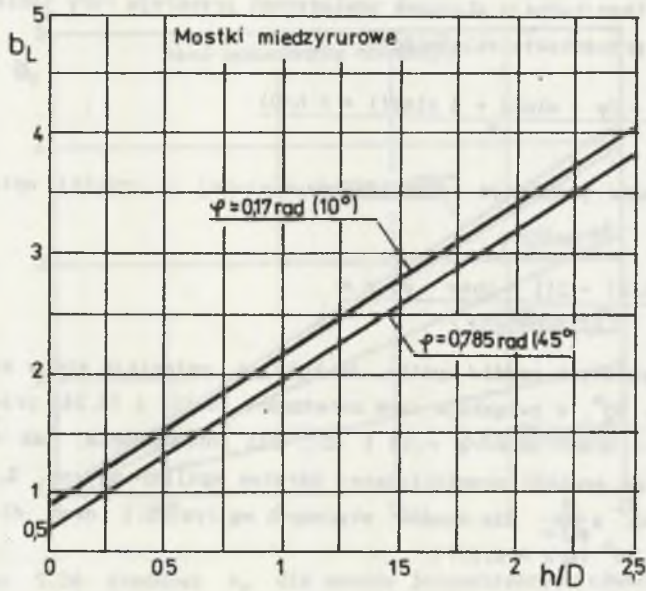
$$b_L = \frac{4(h/D) + 2(1 - \cos \varphi - \varphi) + \pi}{\pi} \quad (5.54)$$

Z badań rzeczywistych osadów wynika, że kąty φ zmieniają się w zakresie od ok. 15° do ok. 40° , w związku z czym zależności (5.53) i (5.54) przedstawiono na rys. 5.28 i 5.29 dla $\varphi = 10$ i 45° . Dla zobrazowania, jak duży wpływ wywiera osad na grubość promieniującej warstwy spalin, na rys. 5.30 i 5.31 podano stosunek s_z/s_c dla osadów stycznych wg rys. 5.1 oraz dla mostków o kącie $\varphi = 30^\circ$ ($\varphi/\pi = 0,167$).



Rys. 5.28. Stosunek b_F dla mostków międzyrurowych

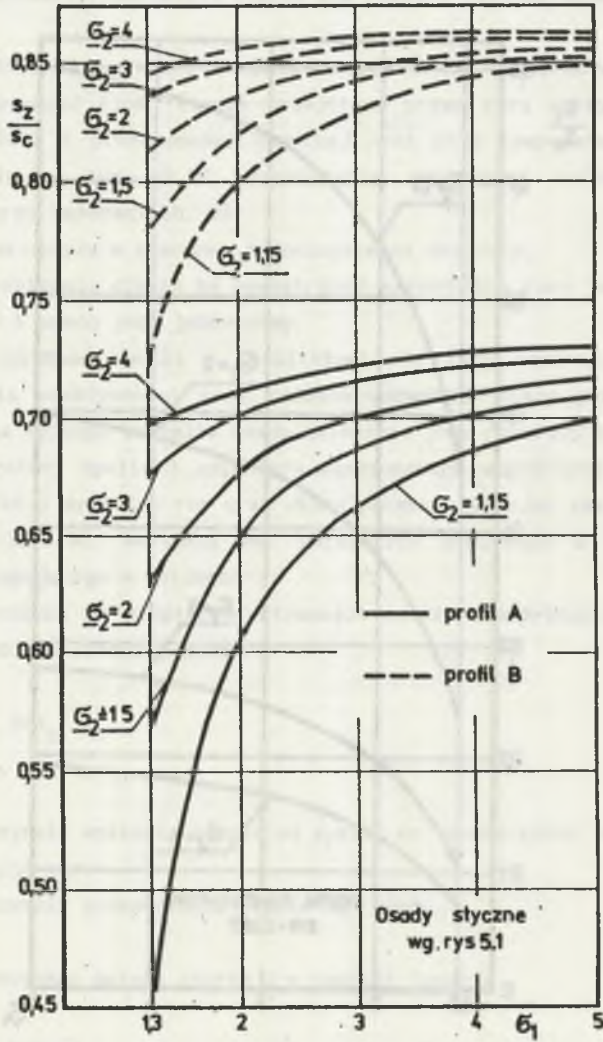
Fig. 5.28. Factor b_F for ash bridges



Rys. 5.29. Stosunek b_L dla mostków międzyrurowych
Fig. 5.29. Factor b_L for ash bridges

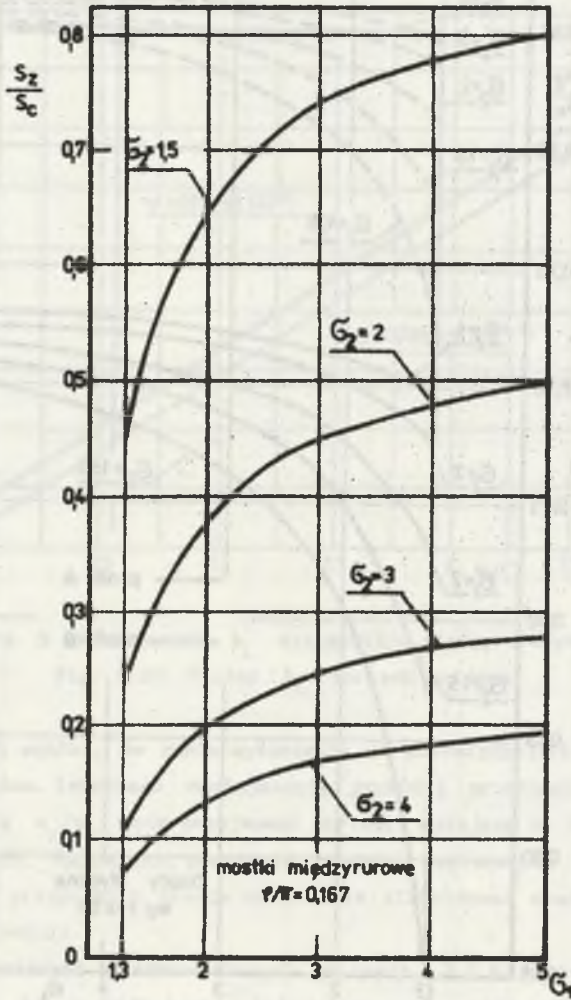
Z wykresów tych wynika, że zanieczyszczenia na powierzchniach konwekcyjnych kotła są powodem istotnego zmniejszenia grubości promieniującej warstwy spalin. Stosunek s_z/s_c może przyjmować wartości mniejsze od 0,5 w przypadku osadów stycznych, natomiast powstanie mostków popiołowych między rurami może w pewnych przypadkach prawie całkowicie zlikwidować wymianę ciepła na drodze promieniowania.

Na podstawie obliczeń przeprowadzonych w rozdz. 3.2.6 stwierdzono, że w podobny sposób, jak grubość promieniującej warstwy spalin maleje radiacyjny współczynnik wnikania ciepła. Należy nadmienić, że powyższe rozważania dotyczą jedynie gęsto zabudowanych pęczków konwekcyjnej części kotła, nie zaś przegrzewaczy grodziowych, w których osady nie wpływają w sposób zauważalny na wartość s .



Rys. 5.30. Zmiana grubości promieniującej warstwy spalin na skutek powstania osadów jednostronnych i dwustronnych stycznych

Fig. 5.30. Reduction of the equivalent radius of the flue gas layer in contaminated tube banks for wedge-shaped deposits



Rys. 5.31. Zmiana grubości promieniującej warstwy spalin na skutek powstania osadów o kształcie mostków międzyrurowych

Fig. 5.31. Reduction of the equivalent radius in contaminated tube bank for ash bridges

5.9. WSPÓŁCZYNNIKI PRZENIKANIA CIEPŁA DLA PĘCZKÓW ZANIECZYSZCZONYCH

W celu określenia wartości stopnia efektywności ψ_z opracowano program pozwalający wyznaczyć ilość ciepła przejętego przez rurę pokrytą osadem o dowolnym kształcie i przewodności cieplnej oraz pole temperatur w ścianie rury i osadzie - rys. 5.32. Zagadnienie rozwiązano metodą bilansów elementarnych przy założeniach, że:

- brak przepływu ciepła w kierunku równoległym do osi rury,
- współczynnik wnikania ciepła na wewnętrznej powierzchni rury jest stały,
- materiał rury i osadu jest jednorodny.

Porównując uzyskane wyniki z rezultatami dla rury czystej, wyznaczono wartości stopnia efektywności przy różnych warunkach pracy powierzchni. W obliczeniach dla każdego kształtu osadu zmieniano jego rozmiary i przewodność cieplną, temperatury spalin i czynników ogrzewanych, współczynniki wnikania ciepła, podziałki i średnice rur oraz układ pęczka uzyskując szereg wartości ψ_{z1} - rys. 5.33-5.36. Wartości ww. parametrów dobierano z zakresu ich zmienności występującego w kotłach.

Ponieważ stwierdzono, że stopień efektywności zależy zasadniczo od rozmiarów osadu i liczby Biota liczonej jako

$$Bi = \alpha_{1c} D / \lambda_z , \quad (5.55)$$

gdzie:

- α_{1c} - współczynnik wnikania ciepła od spalin do powierzchni niezanieczyszczonych rur,
- λ_z - współczynnik przewodzenia ciepła dla osadu.

Wyniki opracowywano metodą regresji w postaci funkcji

$$\psi_z = f(Bi, h/D, \varphi) , \quad (5.56)$$

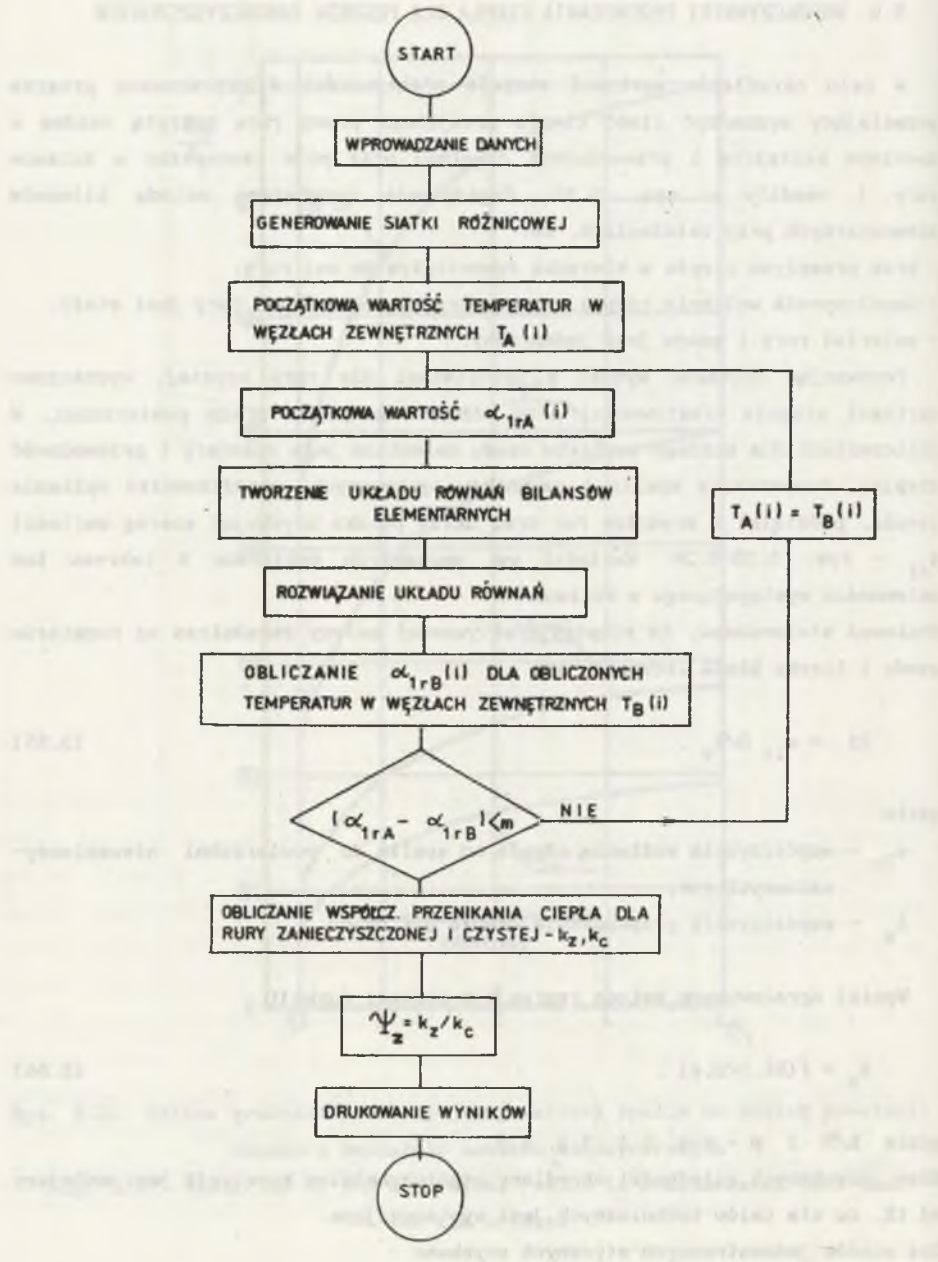
gdzie h/D i φ - rys. 5.1, 5.2, 5.3,

Błąd uzyskanych zależności określony współczynnikiem korelacji jest mniejszy od 1%, co dla celów technicznych jest wystarczające.

Dla osadów jednostronnych stycznych uzyskano

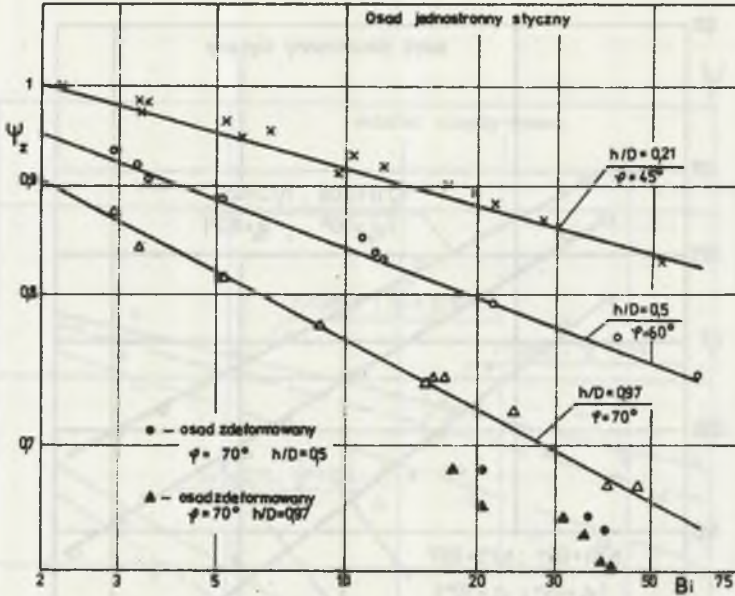
$$\psi_z = 0,966 Bi^n (h/D)^{-0,05} , \quad (5.57)$$

gdzie $n = -0,062(h/D) - 0,043$.

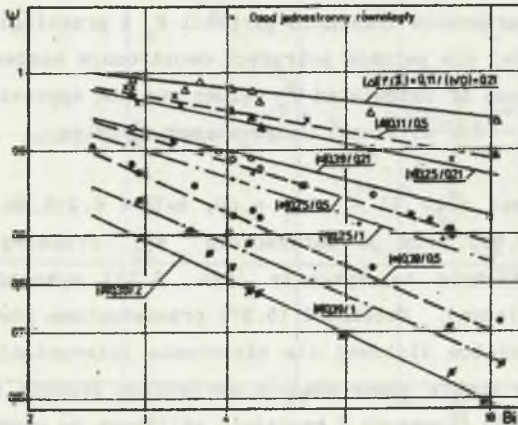


Rys. 5.32. Schemat blokowy programu obliczającego stopień efektywności cieplnej dla rur zanieczyszczonych

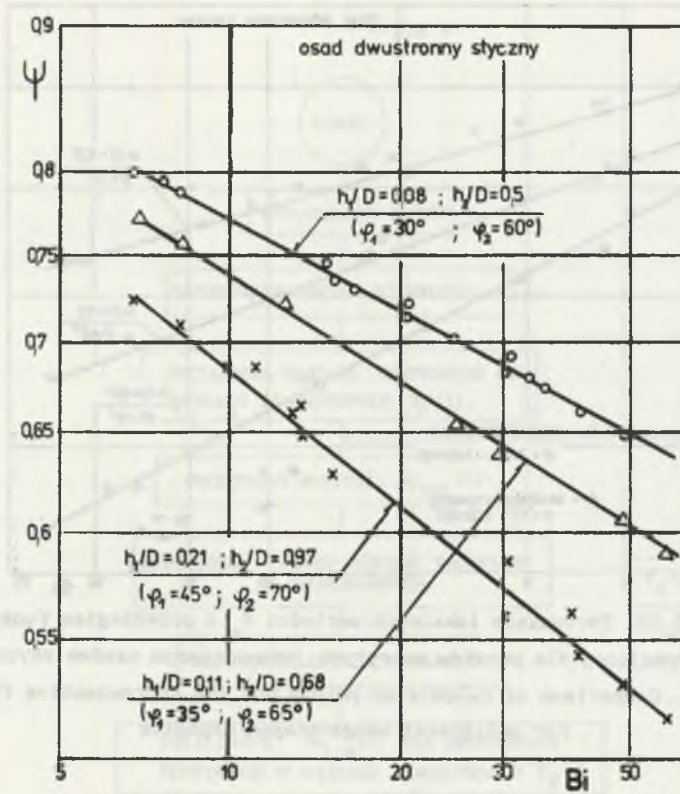
Fig. 5.32. Algorithm of reduction factor calculation



Rys. 5.33. Porównanie lokalnych wartości Ψ_z z przebiegiem funkcji aproksymującej dla pęczków pokrytych jednostronnym osadem stycznym
 Fig. 5.33. Comparison of calculated points and the approximative function for unilateral wedge-shaped deposits



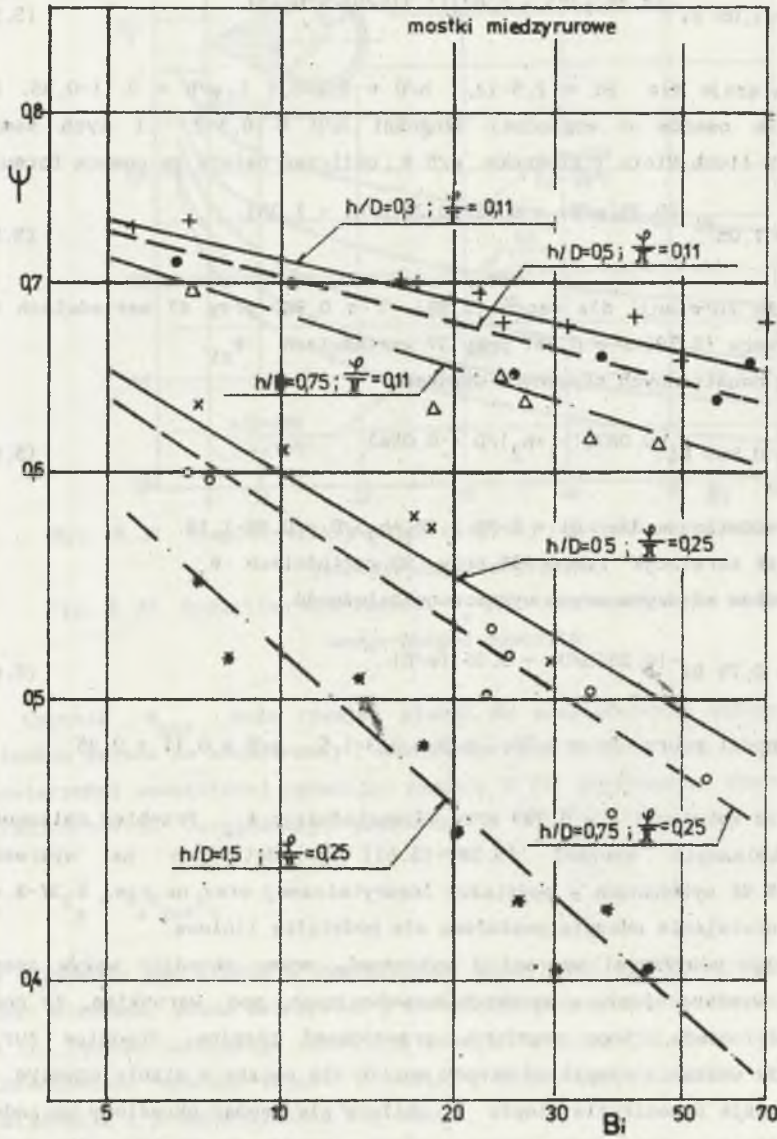
Rys. 5.34. Porównanie lokalnych wartości Ψ_z z przebiegiem formuł aproksymujących dla osadów jednostronnych równoległych
 Fig. 5.34. Comparison of calculated Ψ_z values and the approximative equation for fin-shaped deposits



Rys. 5.35. Porównanie lokalnych wartości Ψ_z z przebiegiem funkcji aproksymującej dla pęczków pokrytych dwustronnym osadem stycznym
 Fig. 5.35. Comparison of calculated Ψ_z values and the approximative equation for bilateral wedge-shaped deposits

Korelacja ważna jest dla $Bi = 2,5 + 60$, $h/D = 0,2-0,96$, a współczynnik korelacji $r = 0,991$ przy 36 wartościach Ψ_{z1} . Przebieg funkcji (5.57) przedstawiono graficznie na wykresie (rys. 5.33) wykonanym w podwójnej podziałce logarytmicznej. Zależność (5.57) przedstawiono również na wykresie (rys. 5.37) w podziałce liniowej dla ułatwienia interpolacji. Na rys. 5.33 zaznaczono ponadto punkty odpowiadające wartościom stopnia efektywności dla zdeformowanych osadów stycznych o kształcie zbliżonym do osadów równoległych, jakie zaobserwowano na powierzchniach kotła OP 650 El. Jaworzno III - rys. 5.1c. Stwierdzić można kilkuprocentowy spadek wartości Ψ_z w stosunku do osadu niezdeformowanego przy tym samym udziale powierzchni rury pokrytej osadem. Wynika stąd, że chwilowe zmiany kształtu zanieczyszczeń mogą powodować zmiany współczynnika efektywności w granicach kilku procent.

Średnie opadanie żużli w kształcie mostków popiołowych



Rys. 5.36. Porównanie lokalnych wartości Ψ_z z przebiegiem funkcji aproksymującej dla pęczków pokrytych osadem w kształcie mostków popiołowych
Fig. 5.36. Comparison of calculated Ψ_z values and the approximative equation for ash bridges

Dla osadów jednostronnych równoległych uzyskano zależność

$$\psi_z = 1,05 Bi^{-[0,25(\varphi/\pi) + 0,02]} [1,7(h/D) + 0,65], \quad (5.58)$$

która obowiązuje dla $Bi = 2,5-12$, $h/D = 0,2-0,5$ i $\varphi/\pi = 0,11-0,45$. Dla osadów. Dla osadów o względnej długości $h/D = 0,5-2$ i tych samych wartościach liczb Biota i stosunku φ/π ψ obliczać należy za pomocą formuły

$$\psi_z = 1,05 Bi^{-[0,25(\varphi/\pi) + 0,02]} [0,26(h/D) + 1,35]. \quad (5.59)$$

Współczynnik korelacji dla wzoru (5.58) $r = 0,989$ przy 47 wartościach ψ_{z1} oraz dla wzoru (5.59) $r = 0,987$ przy 37 wartościach ψ_{z1} .

Dla osadów dwustronnych stycznych uzyskano

$$\psi_z = 0,986 Bi^{-0,0876(h_1+h_2)/D} - 0,0562 \quad (5.60)$$

Zależność obowiązuje dla $Bi = 5-70$ i $(h_1+h_2)/D = 0,58-1,18$.

Współczynnik korelacji $r = 0,995$ przy 33 wartościach ψ_{z1} .

Dla mostków międzyrurowych wyznaczono zależność

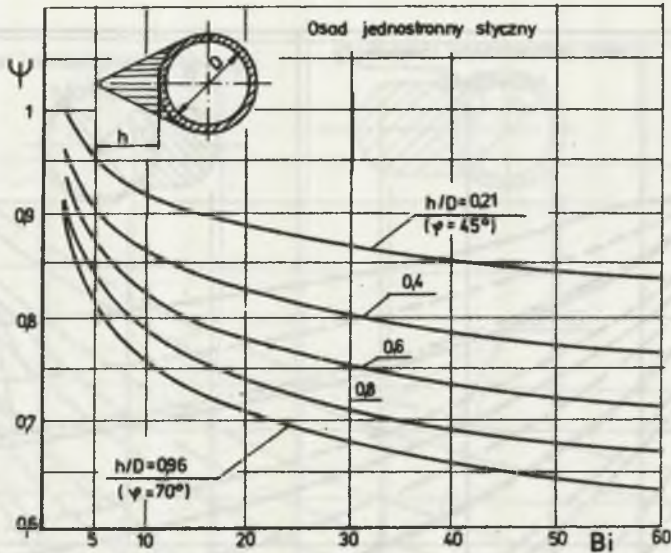
$$\psi_z = 0,79 Bi^{-[0,25(h/D) + 0,36](\varphi/\pi)} \quad (5.61)$$

Zakres ważności wzoru $Bi = 5-70$; $h/D = 0,3-1,5$; $\varphi/\pi = 0,11 + 0,25$.

Współczynnik korelacji $r = 0,989$ przy 44 wartościach ψ_{z1} . Przebieg zmienności funkcji opisanych wzorami (5.58)-(5.61) przedstawiono na wykresach rys. 5.37-5.41 wykonanych w podziałce logarytmicznej oraz na rys. 5.37-5.41, gdzie dla ułatwienia odczytu posłużono się podziałką liniową.

Dysponując powyższymi wzorami i wykresami, można określić wpływ osadów popiołu na wymianę ciepła w pęczkach konwekcyjnych, pod warunkiem, że znany jest kształt osadu, jego rozmiary, przewodność cieplna, średnica rur i współczynnik wnikania ciepła od strony spalin dla pęczka w stanie czystym.

Współczynnik przenikania ciepła k_z oblicza się mnożąc określony uprzednio współczynnik k_c dla pęczka czystego przez wartość ψ_z właściwą dla danego osadu oraz ewentualnie przez czynnik ψ_{kor} uwzględniający osłabienie wymiany ciepła przez warstwę produktów korozji pokrywających powierzchnię rury.



Rys. 5.37. Stopień efektywności cieplnej pęczków pokrytych osadami jednostronnymi stycznymi

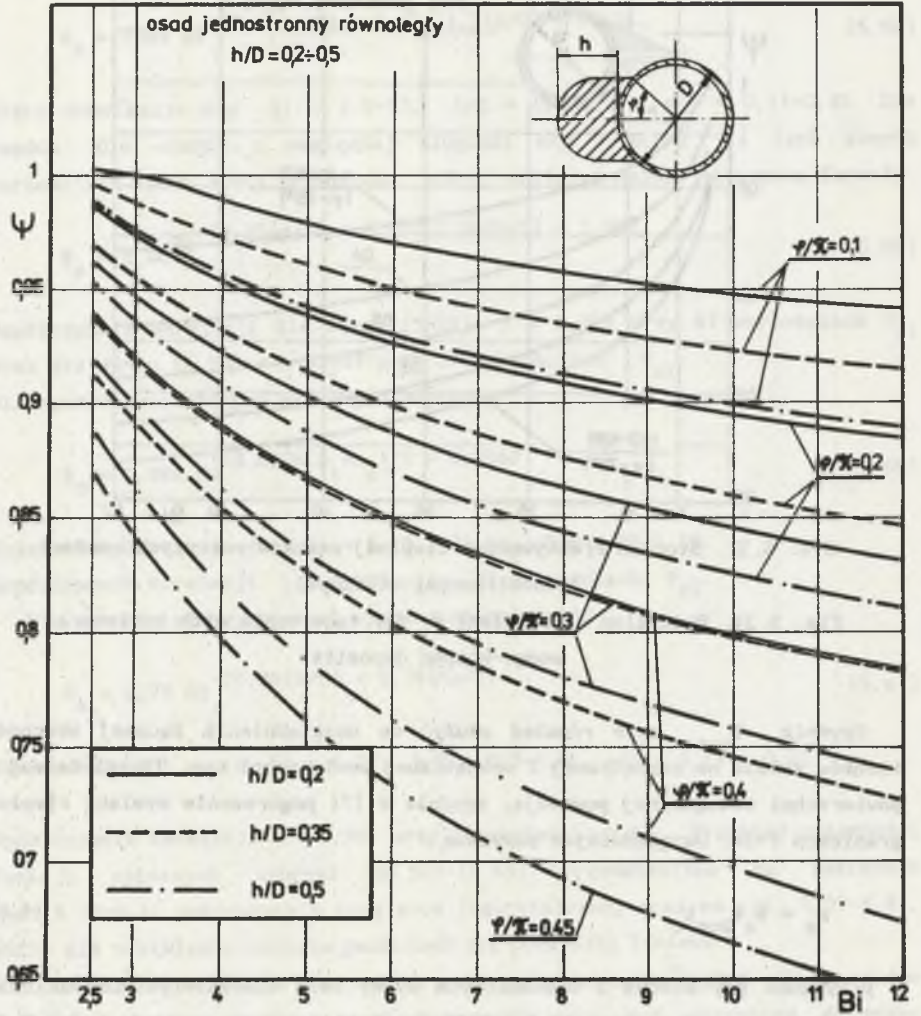
Fig. 5.37. Reduction coefficient ψ_z for tube banks with unilateral wedge-shaped deposits

Czynnik ψ_{kor} może również służyć do uwzględnienia łącznej obecności tlenków żelaza na zewnętrznej i wewnętrznej powierzchni rur. Tlenki żelaza na powierzchni wewnętrznej powodują, zgodnie z [7] pogorszenie wymiany ciepła w granicach 1-3%. Uwzględniając powyższe

$$k_z = \psi_z \psi_{kor} k_c \quad (5.62)$$

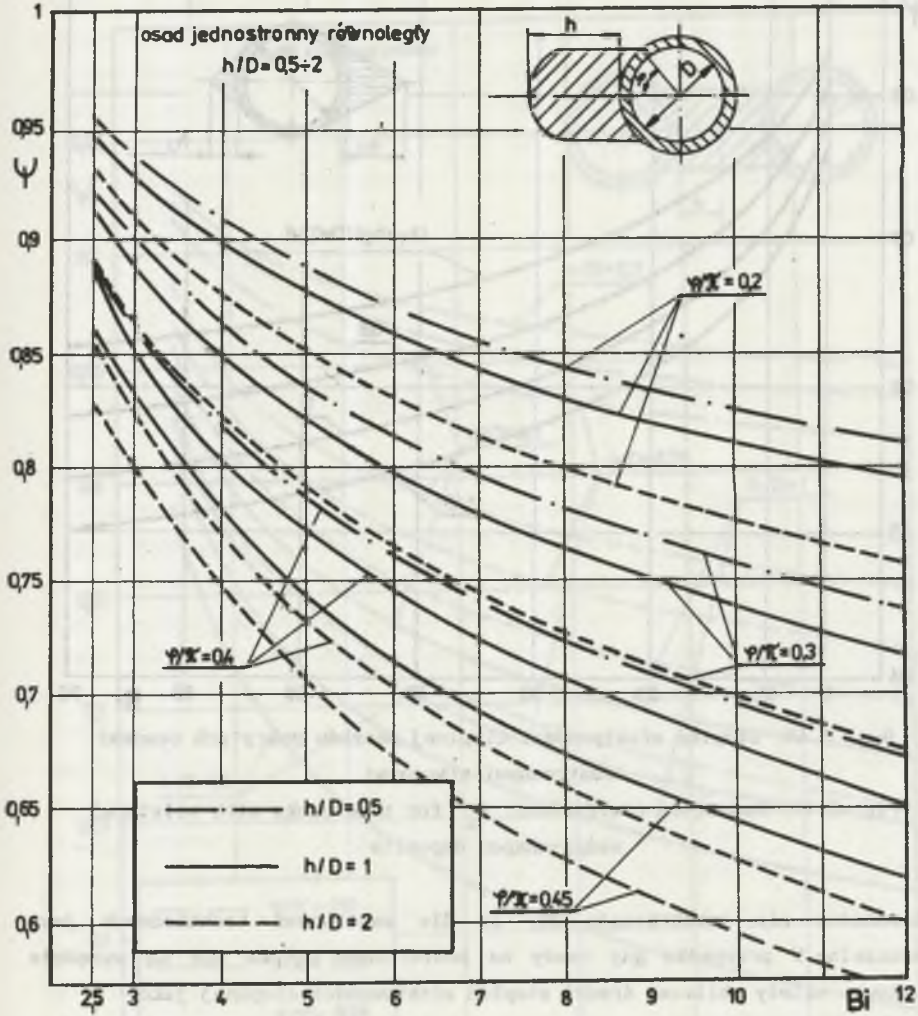
W przypadku gdy któraś z wymienionych wyżej cech charakterystycznych osadu jest nieznaną, można skorzystać z informacji podanych w rozdziałach 5.4, 5.5 i 5.11. Podane informacje pozwalają również ocenić, jak zmieniać się będzie intensywność wymiany ciepła w kotle w miarę upływu czasu, tzn. w miarę narastania i przekształcania się osadów.

Ponieważ podane wyżej korelacje opisują przebieg zmienności stopnia efektywności cieplnej dla osadów o wyidealizowanym kształcie, przeprowadzono obliczenia dla rzeczywistych kształtów zanieczyszczeń wg rys.5.2. Stwierdzone



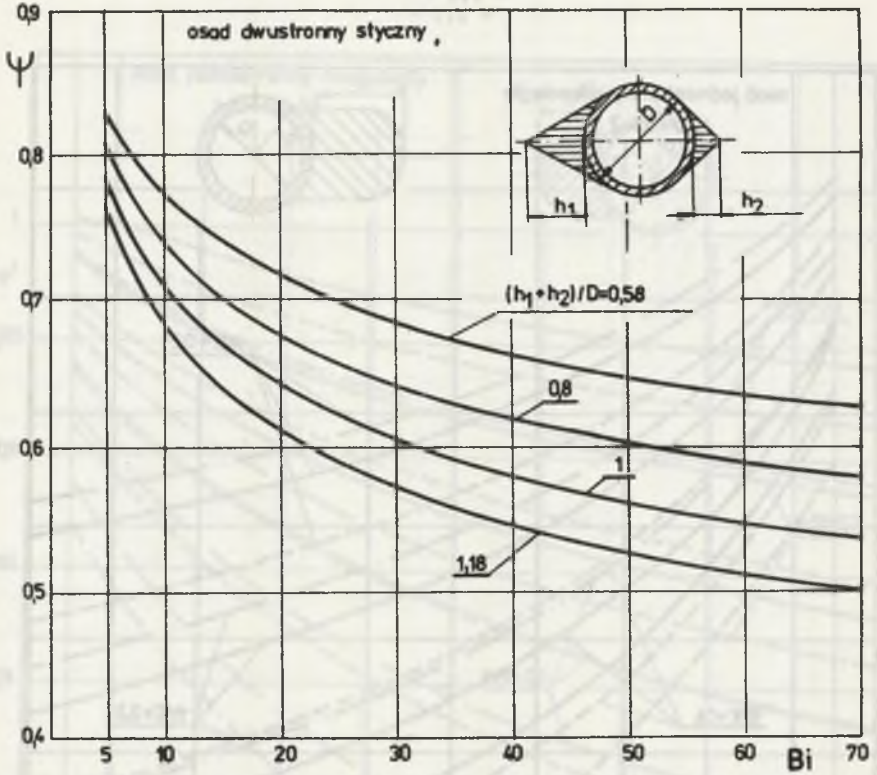
Rys. 5.38. Stopień efektywności cieplnej pęczków pokrytych osadami jednostronnymi równoległymi o $h/D = 0,2-0,5$

Fig. 5.38. Reduction coefficient ψ_z for tube banks with fin-shaped deposits, $h/D = 0,2-0,5$



Rys. 5.39. Stopień efektywności cieplnej pęczków pokrytych osadami jednostronnymi równoległymi o $h/D = 0,5-2$

Fig. 5.39. Reduction coefficient Ψ_z for tube banks with fin-shaped deposits, $h/D = 0,5-2$



Rys. 5.40. Stopień efektywności cieplnej pęczków pokrytych osadami dwustronnymi stycznymi

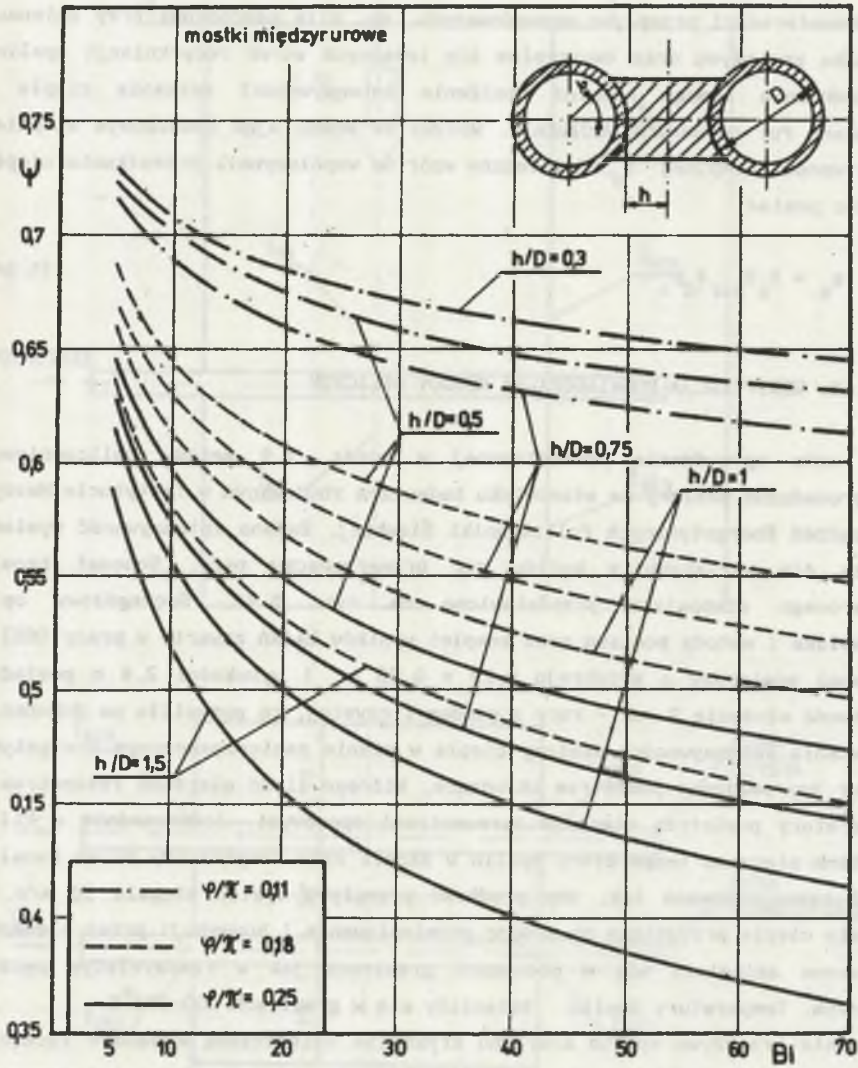
Fig. 5.40. Reduction coefficient Ψ_z for tube banks with bilateral wedge-shaped deposits

rozbieżności nie przekraczają 2%, co dla zastosowań technicznych jest dopuszczalne. W przypadku gdy osady na powierzchni pęczka nie są wszędzie jednakowe, należy obliczać średni stopień efektywności cieplnej jako

$$\Psi_{z\text{śr}} = \frac{H_1 \Psi_{z1} + H_2 \Psi_{z2} + \dots + H_n \Psi_{zn}}{\sum_{j=1}^n H_j} \quad (5.63)$$

gdzie:

Ψ_{zj} - lokalna wartość stopnia efektywności cieplnej dla osadu pokrywającego powierzchnię H_j .



Rys. 5.41. Stopień efektywności cieplnej pęczków pokrytych osadami o kształcie mostków popiołowych

Fig. 5.41. Reduction coefficient ψ_z for tube banks with ash bridges

Dodatkowym czynnikiem osłabiającym wymianę ciepła, oprócz osadu i korozji, jest występowanie w pęczku miejsc źle omywanych spalinami na skutek nierównomierności przepływu spowodowanych, np. siłą odśrodkową przy zmianach kierunku przepływu oraz tworzeniem się lokalnych stref recyrkulacji spalin. Uwzględnienia wymaga również obniżenie intensywności wnikania ciepła w odcinkach rur omywanych wzdłużnie. Wpływy te można ująć dodatkowym stopniem efektywności cieplnej ψ_d . Ostateczny wzór na współczynnik przenikania ciepła ma więc postać

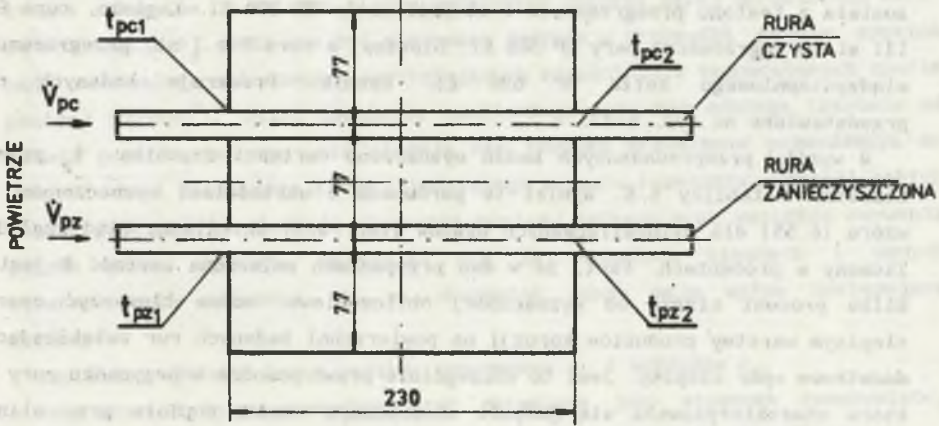
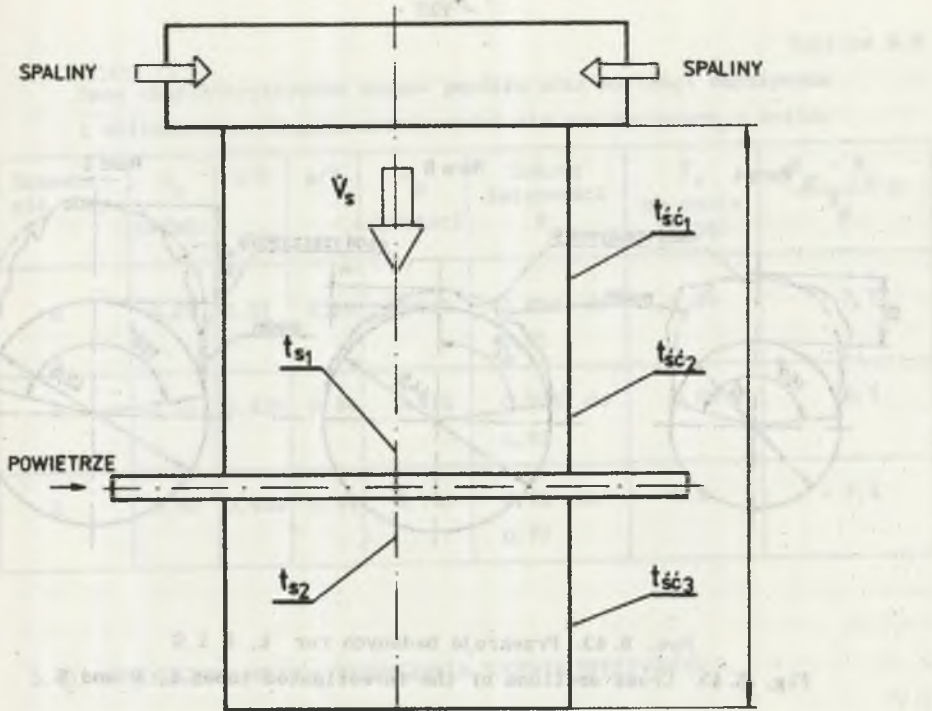
$$k_z = \psi_z \psi_{kor} \psi_d k_c \quad (5.64)$$

5.10. WERYFIKACJA DOŚWIADCZALNA METODY OBLICZEŃ

W celu sprawdzenia prezentowanej w rozdz. 5.9 metody obliczeniowej przeprowadzono pomiary na stanowisku badawczym zbudowanym w Instytucie Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej. Badano intensywność wymiany ciepła dla wyciętych z kotłów rur przegrzewaczy pary. Schemat kanału pomiarowego stanowiska przedstawiono na rys. 5.42. Szczegółowy opis stanowiska i metody pomiaru oraz komplet wyników badań zawarto w pracy [88].

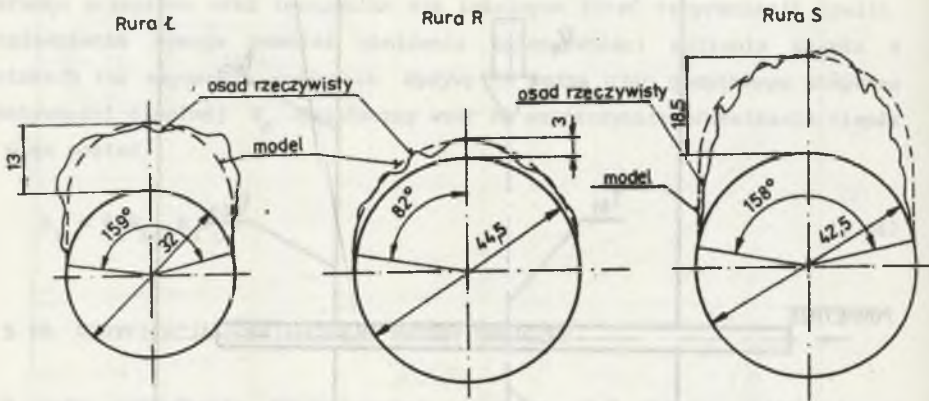
Kanał pomiarowy o przekroju $0,23 \times 0,23$ m i wysokości 2,4 m posiadał możliwość włożenia 2 rur - rury z osadem i czystej, co pozwoliło na dokonanie porównania intensywności wymiany ciepła w stanie zanieczyszczonym i czystym. Do rur doprowadzono powietrze chłodzące, którego ilość mierzono rotametrami. Temperatury powietrza mierzono termometrami oporowymi. Jednocześnie w kilku punktach mierzono temperatury spalin w kanale oraz temperatury ścian kanału. Kanał zaprojektowano tak, aby prędkość przepływu spalin sięgała 10 m/s, a udziały ciepła przyjętego na drodze promieniowania i konwekcji przez elementy pomiarowe zmieniały się w podobnych granicach jak w rzeczywistym pęczku kotłowym. Temperatury spalin zmieniały się w granicach $300-600^\circ\text{C}$. Natężenie przepływu spalin mierzono kryzą ISA umieszczoną w kanale łączącym stanowisko z wentylatorem ciągu. Spaliny omywające rury pomiarowe otrzymywano w komorze spalania opalanej gazem miejskim.

Stosowanie czynnika niezapalnego, jakim są spaliny gazu koksowniczego, pozwalało na utrzymanie niezmiennego stanu powierzchni pomiarowych - czystej i zanieczyszczonej. Skład spalin [O_2], [CO_2], [CO] mierzono analizatorami typu Permolyt i Infralyt.



Rys. 4.42. Kanał pomiarowy stanowiska do badań wpływu osadów na wymianę ciepła w rurach wyjętych z kotłów

Fig. 4.42. Test stand channel for the measurement of heat transfer in contaminated boiler tubes



Rys. 5.43. Przekroje badanych rur Ł, R i S

Fig. 5.43. Cross sections of the investigated tubes Ł, R and S

Przedmiotem badań były pokryte zestalonym osadem rury wycięte z kotłów El. Łagisza, Siersza i Rybnik oznaczone dalej jako Ł, S i R. Rura Ł wycięta została z festonu przegrzewacza I stopnia kotła OP 380 El. Łagisza, rura S z III st. przegrzewacza pary OP 380 El. Siersza, a rura R z I st. przegrzewacza międzystopniowego kotła OP 650 El. Rybnik. Przekroje badanych rur przedstawiono na rys. 5.43.

W wyniku przeprowadzonych badań wyznaczono wartości czynnika Ψ_z przedstawione w tabelicy 5.5. Wyniki te porównano z wartościami wyznaczonymi ze wzoru (6.55) dla wyidealizowanych osadów (tab. 5.5) określając błąd względny liczony w procentach. Fakt, że w dwu przypadkach zmierzona wartość Ψ jest o kilka procent niższa od wyznaczonej obliczeniowo, można tłumaczyć oporem cieplnym warstwy produktów korozji na powierzchni badanych rur zwiększającym dodatkowo opór cieplny. Jest to szczególnie prawdopodobne w przypadku rury R, która charakteryzowała się jedynie nieznacznym osadem popiołu przy silnie skorodowanej powierzchni.

Tablica 5.5

Dane charakterystyczne osadów popiołu oraz wartości empiryczne i obliczeniowe stopnia efektywności dla rur wyciętych z kotłów

Oznaczenie rury	λ_z W/(mK)	h/D	φ/π	ψ_p (pomiar)	Zakres zmienności ψ_p	ψ_z ze wzoru (5.58)	$\frac{\psi_p - \psi_z}{\psi_p} \%$
R	0,88	0,07	0,45	0,919	0,894 do 0,95	0,99	- 7,7
S	1,21	0,432	0,44	0,916	0,905 do 0,95	0,88	3,9
Ł	0,92	0,406	0,44	0,745	0,72 do 0,77	0,8	- 7,4

5.11. UPROSZCZONA METODA WYZNACZANIA STOPNIA EFEKTYWNOŚCI

Przedstawiona w rozdz. 5.9 metoda obliczania stopnia efektywności wymaga znajomości kształtu i własności osadów. Dane na ten temat mogą czasem być trudno osiągalne, w związku z czym opracowano opisaną dalej uproszczoną metodę obliczania ψ_z . Może ona być stosowana jedynie w przypadku osadów sypkich bądź minimalnie spieczonych, występujących zasadniczo w temperaturach spalin poniżej 800-850°C. Skład chemiczny osadów tego typu nie odbiega istotnie od składu popiołu lotnego, nie ulegają one również przemianom prowadzącym do utwardzenia i związanego z tym intensywnego wzrostu rozmiarów. Kształt takich osadów jest jedynie funkcją własności popiołu lotnego oraz warunków omywania pęczka przez spaliny. Opierając się na badaniach własnych i danych literaturowych założono, że na charakter osadu mają wpływ następujące czynniki:

- względne podziałki rur w pęczku: poprzeczna σ_1 i wzdłużna σ_2 ,
- względna średnica zewnętrzna rur określona jako stosunek rzeczywistej średnicy D do minimalnej stosowanej w technice kotłowej, tzn. 32 mm,
- prędkość spalin w najwęższym przekroju pęczka przedstawiona jako stosunek rzeczywistej wartości w i wartości bazowej równej 1 m/s,

- granulacja popiołu określona jako względna pozostałość na sicie o rozmiarze oczka $30 \mu\text{m}$, $R_{0,03}/R_{0,03 \text{ min}}$, przy czym jako wartość $R_{0,03 \text{ min}}$ charakteryzującą najdrobniejszy popiół uwzględniony przy opracowywaniu wyników przyjęto 24,5%.
- względna temperatura średnia spalin w pęczku będąca stosunkiem temperatury rzeczywistej i minimalnej, występującej w badaniach [55], równej 373 K,
- skład chemiczny popiołu lotnego określony wskaźnikiem c_m - wzór (5.9).

Prezentowana metoda opiera się na statystycznej analizie wartości wyznaczonych dla rzeczywistych pęczków kotłowych oraz na przeliczonych zgodnie ze wzorem

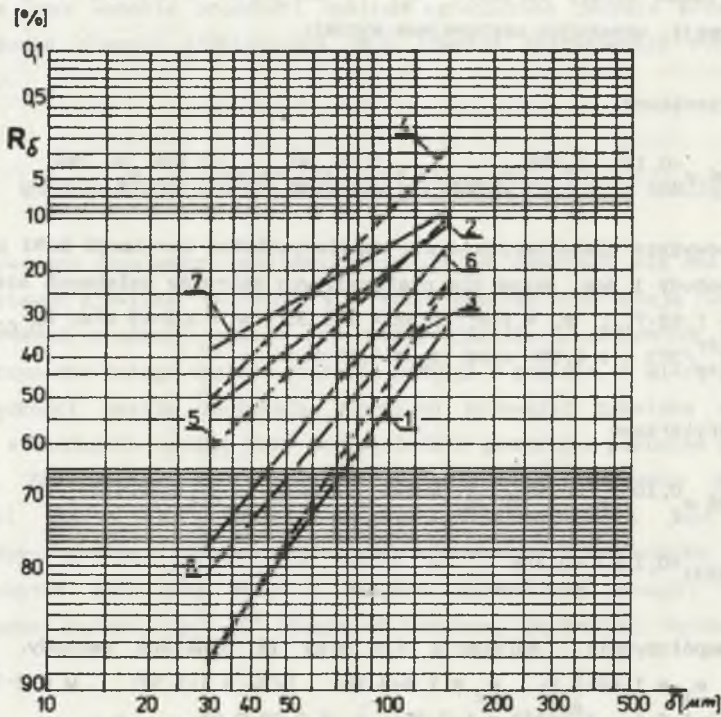
$$\psi_z = \frac{1}{k_c R_z + 1} \quad (5.65)$$

wynikach pracy [55]. Wyznaczenie wartości ψ_z w rzeczywistych pęczkach kotłowych prowadzono zgodnie z metodyką opisaną w rozdz. 5.9. Granulację popiołu określano mierząc pozostałości na sitach o rozmiarze oczek od 60 do $150 \mu\text{m}$. Z [55] wynika, że parametrem charakteryzującym skłonność popiołu do tworzenia osadów jest $R_{0,03}$, czyli udział ziaren o średnicy większej od $30 \mu\text{m}$. Ziarna takie erodują osad, podczas gdy popiół drobniejszy osadza się na rurach. Dla określenia $R_{0,03}$ oparto się na założeniu poczynionym również w [111], że pozostałości sitowe podlegają prawu Rosina-Rammlera-Bennetta, a tym samym można wartość $R_{0,03}$ uzyskać przez ekstrapolację wykresu $\lg \ln R - \lg \delta$ - rys. 5.44. Trudny problem stanowi określenie wpływu składu chemicznego popiołu lotnego na ψ_z . Zarówno badania własne, jak i dane literaturowe pozwalają wyciągnąć wniosek, że skłonność do tworzenia osadów rośnie w miarę wzrostu zawartości związków Na, Mg, Fe, Ca i K w popiele. Brak jest jednak jednoznaczności w ocenie wpływu poszczególnych pierwiastków na intensywność procesu. Badania [28] stwierdzają np. szczególną osadotwórczość związków sodu i magnezu, czego wyrazem jest wzór opisujący intensywność przyrostu masy osadów powstałych ze spalania węgla australijskich jako:

$$F.\text{ind} = 0,03 \text{SiO}_2 + 0,092 \text{Fe}_2\text{O}_3 + 0,06 \text{CaO} + 0,264 \text{MgO} + 0,423 \text{Na}_2\text{O} - 0,106, \quad (5.66)$$

gdzie: F.ind (fouling index) w jednostkach masy odniesionych do czasu.

Zależność ta nie jest jednak uniwersalna i np. dla paliw radzieckich nie potwierdziła się [108]. Jest przy tym oczywiste, że wpływ poszczególnych pierwiastków musi zależeć od parametrów pracy paleniska, one bowiem determinują, jakie związki i ich kombinacje powstaną w popiele lotnym i



Rys. 5.44. Skład ziarnowy badanych popiołów

1 - kocioł fluidyzacyjny typu MBC, Hallsberg (Szwecja), 2 - OPG430 Huta Katowice, 3 - PG630 El. Chvaletice (CSRF), pyłowy na węgiel brunatny, 4 - OP650 El. Łaziska, 5 - OP650 El. Rybnik, 6 - OB650 El. Turów, 7 - OP380 El. Łaziska, 8 - BB1150 El. Bełchatów

Fig. 5.44. Granulations of the investigated fly ashes

osadach z części mineralnej paliwa [1]. W kraju, przy stosunkowo niewielkiej zmienności składu popiołów, praktycznie niemożliwe jest określenie, jak w warunkach pracy rzeczywistych kotłów poszczególne składniki oddziałują na intensywność zanieczyszczania. W związku z tym zdecydowano się wykorzystać do obliczania Ψ_z jedynie wskaźnik c_m , który można traktować jako sumaryczny stosunek zawartości związków osadotwórczych i erodujących w popiele lotnym. Stwierdzono, co prawda, wpływ krzemianów Na, Ca i Mg na wzrost zanieczyszczeń, jednak bardzo duże zawartości SiO_2 w popiołach krajowych paliw powodują, że ilość powstałych krzemianów determinowana jest przez będące do dyspozycji tlenki ww. metali.

Uzyskane z badań zbiory wartości Ψ_{z1} i zmiennych niezależnych opracowano metodą regresji, uzyskując następujące wyniki:

- pęczki przestawne

$$\Psi_z = 0,46 \sigma_2^{-0,111} w^{0,056} (R_{0,03}/24,5)^{0,09} (T_{sp}^{sr}/373)^{-0,138} c_m^{-0,394} \quad (5.67)$$

Zależność powyższa charakteryzuje się współczynnikiem korelacji 0,91 przy 19 punktach swobody i jest ważna dla następujących zakresów zmiennych niezależnych: $\sigma_1 = 1,62-7,7$; $\sigma_2 = 1-3$; $D/32 = 1-2,33$; $w = 3,8-15$ m/s; $R_{0,03}/24,5 = 1-3,61$; $T_{sp}^{sr}/373 = 1-2,88$ oraz $c_m = 0,19-0,46$,

- pęczki korytarzowe

$$\Psi_z = 0,25 \sigma_1^{0,106} \sigma_2^{-0,044} (D/32)^{-0,104} w^{0,185} (R_{0,03}/24,5)^{0,432} \cdot (T_{sp}^{sr}/373)^{-0,135} c_m^{-0,314} \quad (5.68)$$

Uzyskano współczynnik korelacji 0,9 przy 18 punktach swobody. Zakres ważności: $\sigma_1 = 1,69-7,9$; $\sigma_2 = 1,4-3,12$; $D/32 = 1-1,59$; $w = 4-15$ m/s; $R_{0,03}/24,5 = 1-3,6$; $T_{sp}^{sr}/373 = 1-3,35$; $c_m = 0,23-0,91$.

Wzory (5.67) i (5.68) mogą być stosowane dla pęczków pokrytych sypkimi i częściowo spleczonymi osadami z wyłączeniem sytuacji, w których następuje zawilżenie osadów wilgocią wykroploną ze spalin.

Statystyczne badania osadów prowadzone nadal przez autora pozwalają na stopniowe poprawianie dokładności i rozszerzanie zakresu ważności wzorów opisujących stopień efektywności cieplnej pęczków konwekcyjnych. Już na podstawie istniejącego materiału badawczego można stwierdzić, że wpływ poszczególnych zmiennych na wartość Ψ_z jest nieco odmienny w pęczkach korytarzowych i przestawnych. Tłumaczyłoby to sprzeczne informacje na temat skłonności do ulegania zanieczyszczeniu przez pęczki o różnej konfiguracji. W rzeczywistości jest ona prawdopodobnie zależna nie tylko od typu układu, lecz również od poziomu wartości zmiennych niezależnych, w związku z czym w pewnych wypadkach przewagę wykazują układy przestawne, w innych zaś korytarzowe.

Z zależności (5.67) i (5.68) wynika, że dla uzyskania większej efektywności przekazywania ciepła w pęczkach należy stosować możliwie małe podziałki

wzdłużne oraz wysokie prędkości spalin, ograniczone jedynie erozją. Pewne podwyższenie stopnia efektywności daje również zastosowanie rur o małej średnicy.

5.12. WSPÓLZALEŻNOŚĆ MIĘDZY POWSTAWANIEM OSADÓW POPIOŁU I EROZJĄ RUR

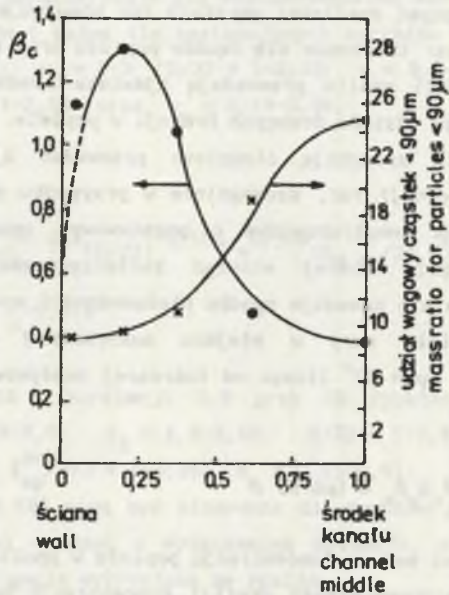
W omywanych zapyłonymi spalinami pęczkach rur obserwuje się dwa wzajemnie przeciwstawne zjawiska: tworzenie się osadów popiołu oraz erozję rur. W przypadku niskich prędkości spalin przeważają zjawiska osadotwórcze potęgujące się w przypadku dużego udziału drobnych frakcji w popiele. W miarę podwyższania prędkości spalin zaczynają stopniowo przeważać zjawiska destrukcji osadów, a następnie erozji rur, szczególnie w przypadku popiołów gruboziarnistych. Zagadnieniem konstrukcyjnym o podstawowym znaczeniu jest dobór prędkości spalin, przy której stopień zanieczyszczenia jest możliwie najmniejszy, a erozja nie powoduje spadku niezawodności wymiennika. Zgodnie z [111] ubytek materiału rury w miejscu maksymalnej erozji, tzn. dla współrzędnej kątowej $\varphi = 40^\circ$ licząc od tworzącej napływowej, opisuje zależność

$$\Delta h/\tau = Cw^3\beta_w^3c_p^3\beta_c\eta_p\beta_m e \text{ } [\mu\text{m/h}] \text{ ,} \quad (5.69)$$

gdzie c_p [g/m^3] jest masową koncentracją popiołu w spalinach, a czynniki β_c i β_w określają nierównomierność profili koncentracji popiołu i prędkości spalin. Czynniki β_m opisuje własności materiału rur w temperaturze pracy, wyznaczany empirycznie wskaźnik erozyjności e [$\mu\text{m/h}$] określa własności erozyjne popiołu, a η_p jest prawdopodobieństwem uderzenia cząstek popiołu w rurę - wzór (5.2).

Zgodnie z [110, 40] wartości β_c i β_w sięgają w paleniskach kotłów pyłowych i fluidalnych ok. 1,2-1,3. Szczególnie narażony jest obszar przyścienny, gdzie stwierdza się wzrost koncentracji silnie erodujących grubych ziaren - rys. 5.45 [40], a ponadto często występuje bardzo znaczny lokalny wzrost prędkości spalin [110]. Zjawisko to stwierdzono w większości krajowych kotłów pyłowych, gdzie lokalne ubytki erozyjne, szczególnie rur podgrzewaczy wody, są jedną z przyczyn awarii. Bardzo często ulegają uszkodzeniu kolana węzownic, co może się wiązać ze stwierdzonym faktem intensywniejszej erozji rur pochylonych pod kątem do kierunku przepływu spalin. Ten kąt maksymalnej erozji prawdopodobnie pokrywa się ze współrzędną kątową maksymalnej erozji powierzchni rury, równą ok. 40° w stosunku do kierunku wektora prędkości

spalin. Erozja nie występuje, dopóki powierzchnia napływowa pokryta jest osadem popiołu, w związku z czym ubytek rury może się pojawić dopiero w momencie przejścia osadu dwustronnego stycznego w jednostronny, czemu odpowiada w typowych warunkach ($Bi \approx 20$) wartość Ψ w granicach 0,7-0,8. Ze względów bezpieczeństwa korzystniej jest przyjąć wartość $\Psi = 0,7$. Posługując



Rys. 5.45. Nierównomierność koncentracji popiołu lotnego oraz udział wagowy cząstek mniejszych od $90 \mu\text{m}$ w kanale kotła fluidyzacyjnego z paleniskiem cyrkulacyjnym wg [40]

Fig. 5.45. Fly ash concentration irregularity and mass content of particles smaller than $90 \mu\text{m}$ in flue gas channel of the FBC boiler according to [40]

się wzorami (5.57)-(5.61), można dla każdego pęczka określić prędkość spalin odpowiadającą tej wartości stopnia efektywności cieplnej. Tak dobrana prędkość spalin powinna, przynajmniej teoretycznie, zabezpieczyć przed wystąpieniem erozji popiołowej. W przypadku dużej nierównomierności koncentracji popiołu i prędkości spalin w kanale mogą jednak pojawiać się ubytki erozyjne, szczególnie w pobliżu ścian kanału. Należy w związku z tym każdorazowo sprawdzić, czy prędkość wyznaczona na podstawie współczynnika efektywności nie przekracza dopuszczalnej z uwagi na erozję wg [111].

Wzrost stopnia efektywności można uzyskać podnosząc prędkość spalin. Następuje wówczas częściowe lub całkowite oczyszczenie rur z osadów, jednak kosztem intensywniejszej erozji. Zakładając dopuszczalny ubytek erozyjny np. wysokości 0,0143 $\mu\text{m/h}$, co odpowiada ubytkowi 1,5 mm w ciągu 105 000 h pracy, można prędkość dopuszczalną ze względu na erozję wyznaczyć z zależności [111]

$$v_{\text{max}} = \frac{w_b}{\beta_w} \sqrt[3]{\frac{(\Delta h/\tau) c_{pb} (1 - 1/\sigma_1)^2}{c_p e \beta_c \beta_m \eta_p}} \quad (5.70)$$

gdzie:

- w_b - prędkość bazowa dla stanowiska badawczego [111] wynosząca 35 m/s, a
- c_{pb} - bazowa koncentracja ($10^2 (100 \text{ g/m}^3)$).

Odpowiadający tej prędkości stopień efektywności wyznaczyć należy ze wzorów (5.57)-(5.61). Aby uzyskać dodatkowe zabezpieczenie przed lokalną erozją, można zastosować przy ścianach grzebienie likwidujące nadmierny wzrost prędkości w szczelinie między ścianą a węzownicami lub napylić powierzchnie rur warstwą tlenków ceramicznych, ewentualnie zastosować inne znane sposoby zabezpieczeń antyerozyjnych.

Należy jednak być ostrożnym w dążeniu do pełnego samooczyszczania się pęczków z osadów, ponieważ usunięcie osadu ze spływowej powierzchni rur wymaga znacznych prędkości spalin. Niebezpieczeństwo gwałtownej erozji jest tym większe, że ubytek erozyjny rośnie proporcjonalnie do 3 potęgi prędkości, podczas gdy czynnik Ψ zależy od prędkości w znacznie mniejszym stopniu. Natomiast remont pęczka polegający na wymianie znacznej części rur uszkodzonych przez erozję jest o wiele kosztowniejszy od zastosowania podczas projektowania nieco większej powierzchni ogrzewanej dla skompensowania niższej wartości Ψ i nieco gorszej wymiany ciepła przez konwekcję przy niższej prędkości spalin. Uogólniając, można stwierdzić, że projektując pęczki kotła mającego pracować przez większą część roku z dużym obciążeniem, należy zakładać mniejszy ubytek dopuszczalny, a tym samym niższe prędkości spalin. W przypadku natomiast kotłów szczytowych i ciepłowniczych eksploatowanych jedynie przez część roku, można dopuścić większe prędkości spalin, uzyskując lepsze oczyszczenie pęczków z osadów przy jednoczesnym podwyższeniu intensywności konwekcyjnej wymiany ciepła. Efektem tego jest zmniejszenie rozmiarów wymiennika oraz obniżenie kosztów przekazywania ciepła. Istotne jest określenie rzeczywistego czasu pracy kotła przy różnych obciążeniach pozwalające na wyznaczenie średniej, dopuszczalnej z uwagi na

erozję, prędkości spalin. Możliwość uzyskania samooczyszczania się pęczka z osadów zależy w dużym stopniu od własności popiołu lotnego oraz typu kotła. W przypadku popiołów gruboziarnistych o małym wskaźniku erozyjności i niewielkiej wartości c_m można stosunkowo łatwo uzyskać wysoką wartość Ψ przy umiarkowanej erozji. Natomiast przy wysokich wartościach c_m , charakterystycznych dla kotłów z odsiarczaniem w palenisku za pomocą addytywów wapiennych lub dolomitowych bądź też spalających paliwa, których popioły zawierają znaczne ilości CaO , MgO , Fe_2O_3 i alkaliów i jednocześnie wysokiej erozyjności popiołu, uzyskanie efektywnego samooczyszczania rur jest zupełnie nieopłacalne ze względu na bardzo intensywną erozję powodującą konieczność częstych, kosztownych remontów. Szczególnie narażone na równoczesne występowanie obu negatywnych zjawisk, tzn. intensywnej erozji i zanieczyszczenia się pęczków, są kotły ze złożem cyrkulacyjnym i odsiarczaniem w złożu. Duża i mocno zróżnicowana koncentracja popiołu przy wysokiej wartości c_m może powodować silne zanieczyszczenie pęczków przy lokalnym występowaniu, np. w pobliżu ścian intensywnej erozji. Optymalnym rozwiązaniem w tym przypadku wydaje się przyjęcie prędkości spalin dopuszczalnych ze względu na erozję przy jednoczesnym zastosowaniu, najlepiej powietrznych, zdmuchiwozcy popiołu. Również w przypadku kotłów pracujących z silnie zmiennymi obciążeniami najlepszym rozwiązaniem jest zaprojektowanie efektywnego systemu zdmuchiwania popiołu. Stwierdzono bowiem, że osady powstałe podczas pracy kotła z niskim obciążeniem na ogół utrzymują się również po powrocie kotła do obciążenia maksymalnego.

5.13. WNIOSKI

Z przedstawionego w niniejszej pracy materiału badawczego i obliczeń wyciągnąć można wiele wniosków przydatnych podczas projektowania i eksploatacji kotłów. Zestawiono je w poniższych punktach.

1. W trakcie badań stwierdzono, że charakter osadów zależy w największym stopniu od miejsca ich występowania w kotle. W strefie wysokotemperaturowej ($1050-800^{\circ}$) spotyka się osady spieczone typu ferrytycznego, o dużej twardości i mogące osiągać znaczne rozmiary. W strefie średnitemperaturowej ($800^{\circ}C - t_r$) występują wyłącznie osady sypkie o składzie zbliżonym do składu popiołu lotnego. W strefie temperatur niskich, poniżej t_r , przeważają osady siarczanowe i glinokrzemianowe zestalone na skutek uwodnienia.

2. Za pomocą stosowanych zwykle w konwekcyjnej części kotłów powietrznych lub parowych zdmuchiwozcy popiołu można usunąć jedynie osady sypkie.

Stosowanie zdmuchiaczy poza strefą średnotemperaturową jest więc nieuzasadnione.

3. Z badań struktury osadów zestalonych [26] wynika, że zawartość związków żelaza jest największa w pobliżu ścianki rury, a osady tego typu silnie przylegają do rur. Można stąd wysunąć wniosek, że jednym z czynników umacniających zanieczyszczenia wysokotemperaturowe jest dyfuzja żelaza z rur do osadu. W efekcie usuwanie zanieczyszczeń w strefie wysokotemperaturowej kotła może przyspieszyć zużycie rur na skutek szybszej dyfuzji żelaza do nowo powstałego osadu.

4. Długotrwała praca przy nadmiernie niskiej (bliskiej temperatury punktu rosy) temperaturze spalin wylotowych lub niestosowanie wstępnych podgrzewaczy powietrza może doprowadzić do gwałtownego przyrostu osadów niskotemperaturowych w regeneracyjnym podgrzewaczu powietrza zmuszając nawet do wyłączenia kotła. Zjawisko to występuje szczególnie intensywnie w przypadku spalania paliw silnie zsiarczonych. Następuje wówczas podwyższenie temperatury rosy spalin, a popiół lotny o dużym udziale siarczanów łatwo ulega umocnieniu.

5. Badania autora przeprowadzone w kotłach opalanych pyłem węgla kamiennego i brunatnego dowodzą, że wpływ temperatury ścianki rury, w zakresie spotykanym w technice kotłowej, na strukturę i własności osadów jest znikomy.

6. Zarówno badania własne, jak i dane literaturowe dowodzą, że na intensywność powstawania osadów mają wpływ: rozwiązanie konstrukcyjne pęczka, prędkość i temperatura spalin oraz skład chemiczny i granulacja popiołu lotnego. Do ilościowego określenia wpływu poszczególnych czynników służą opracowane przez autora statystyczne zależności (5.68) i (5.69).

7. Osady sypkie odtwarzają się prawie całkowicie w ciągu 3-4 godzin. Fakt ten narzuca konieczność zdmuchiwania popiołu co ok. 1 godzinę dla uzyskania odpowiednich efektów zastosowania zdmuchiaczy.

8. Praca kotła z zaniżonym obciążeniem, a więc przy niskich prędkościach spalin, może powodować znaczny wzrost osadów utrzymujących się i po powrocie do obciążenia znamionowego.

9. Z uwagi na fakt, że większa część osadów sypkich zalega na powierzchni spływowej rur, umieszczenie zdmuchiaczy przed pęczkiem nie gwarantuje prawidłowego oczyszczenia rur.

10. Osady tworzą się prawie wyłącznie z cząstek popiołu mniejszych od 30 μm . W związku z tym stosowanie w kotłach grubszego przemiału węgla zmniejsza zanieczyszczenie powierzchni.

11. Z przeprowadzonej przez autora analizy wpływu czynników konstrukcyjnych na intensywność tworzenia się zanieczyszczeń wynika, że nie-

korzystne jest stosowanie dużych podziałek wzdłużnych pęczków, umożliwia to bowiem powstawanie osadów o większych rozmiarach. Należy dążyć do stosowania rur o małych średnicach. Wzrost zakrzywienia powierzchni rury powoduje pogorszenie warunków osadzania się popiołu, a tym samym spadek rozmiarów osadu.

12. Stopień efektywności cieplnej zanieczyszczonych pęczków wysokotemperaturowej strefy kotła zmienia się w granicach od 0,6 do 1. Następujący w miarę upływu czasu wzrost przewodności cieplnej osadu wynoszący wg badań autora od ok. 100 do ok. 200% wartości początkowej powoduje podwyższenie wartości Ψ_z o ok. 20% przy niezmiennym kształcie osadu.

13. Czynniki Ψ_z dla pęczków pokrytych zanieczyszczeniami sypkimi maleje w miarę narastania i zmiany kształtu osadu z jednostronnego styczności ($\Psi_z = 0,65-1$), poprzez dwustronny styczności ($\Psi_z = 0,53-0,8$), aż do wystąpienia mostków międzyrurowych, które najbardziej pogarszają wymianę ciepła ($\Psi_z = 0,39-0,73$).

14. Z przeprowadzonych badań wynika, że skłonność do tworzenia osadów rośnie w miarę wzrostu zawartości związków Na, Mg, Fe, Ca i K w popiele. Szczególną skłonność do powstawania zanieczyszczeń wykazują kotły z odsiarczaniem w komorze paleniskowej za pomocą addytywów wapiennych lub dolomitowych oraz kotły opalane paliwem, których popiół lotny charakteryzuje się wartościami c_m powyżej 0,3.

15. Z rozważań przedstawionych w rozdziale 5.12 wynika, że uzyskanie samooczyszczania się pęczka z osadów w wyniku odpowiedniego dobrania prędkości spalin jest możliwe tylko w niektórych przypadkach, zależy bowiem w dużym stopniu od własności popiołu lotnego oraz typu kotła.

6. OPTIMALIZACJA KOTŁOWYCH PĘCZKÓW KONWEKCYJNYCH

W miarę wzrostu mocy jednostkowej kotłów coraz większego znaczenia nabiera problem optymalnego projektowania powierzchni wymiany ciepła, a w szczególności pęczków konwekcyjnych. Wymienniki tego rodzaju osiągają we współczesnych kotłach znaczne rozmiary, a ich koszt rzutuje w dużym stopniu na koszt całego urządzenia. Zagadnienie optymalnego projektowania powierzchni konwekcyjnych ma więc poważne znaczenie ekonomiczne.

W ogólnym przypadku przedmiotem optymalizacji może być zarówno typ wymienników (rekuperator lub regenerator), kierunki przepływu czynników (współprąd lub przeciwprąd), kolejność powierzchni w ciągu konwekcyjnym, prędkość spalin, rozdział ciepła przejętego na poszczególne stopnie i dobór ich ilości, jak również postać geometryczna pęczków. Tak postawione zagadnienie ogólne nie zostało dotąd rozwiązane, spotkać można jedynie opracowania cząstkowe [46, 91, 104, 117].

Poniżej przedstawiono rozwiązanie problemu doboru optymalnej postaci geometrycznej pęczków przy założonym rozkładzie ilości ciepła przejętego przez poszczególne powierzchnie. W stosunku do poprzednich rozwiązań rozszerzono zakres badanych układów o powierzchnie rozwinięte, w tym membranowe i opłétwowane, uwzględniając przy tym ograniczenia wynikające z erozyjnego oddziaływania popiołu lotnego oraz dopuszczalnych temperatur pracy materiału rur i żeber, jak również ograniczenia spowodowane obecnością rur wieszakowych w pęczku. Konieczność uwzględnienia erozji popiołowej wymaga sformułowania ograniczenia dla prędkości maksymalnej spalin w obrębie pęczka. Prędkość ta powinna być co najwyżej taka, aby w założonym okresie pracy powierzchni ubytek grubości ścianki rury nie przekraczał wartości dopuszczalnej. Podstawą do sformułowania takiego ograniczenia były wyniki badań [110] i [111].

6.1. FUNKCJA CELU I KRYTERIA OPTIMALIZACJI

Jako funkcję celu przyjęto sumę rocznych kosztów przekazywania ciepła w pęczku przedstawioną wzorem

$$K = K_H + K_K + K_{NW} + K_{NP} \quad [\text{jm/a}], \quad (6.1)$$

gdzie:

K_H - roczny koszt powierzchni wymiany ciepła, jm/a,

K_K - roczny koszt kanału pęczka (suma kosztów konstrukcji stalowej, opancerzenia i izolacji termicznej), jm/a,

K_{NW} - roczny koszt związany z zainstalowaniem i pracą wentylatorów spalin dla pokonania oporów przepływu spalin przez pęczek, jm/a,

K_{NP} - roczny koszt związany z pokonaniem oporów przepływu czynnika wewnątrz rur, jm/a,

jm - przyjęta do obliczeń jednostka monetarna.

Suma powyższa powinna osiągać minimum.

Wymagane jest przy tym spełnienie ograniczeń:

$w_{sp} \leq w_{max}$ - ograniczenie ze względu na erozję popiołową,

$T_{sc} \leq T_{sc max}$ - ograniczenie ze względu na dopuszczalną temperaturę ścianki rury,

$T_z \leq T_z max$ - ograniczenie ze względu na dopuszczalną temperaturę żeber.

W pewnych przypadkach mogą jeszcze występować inne ograniczenia, jak np. narzucenie minimalnej podziałki poprzecznej z uwagi na konieczność prowadzenia przez pęczek rur wieszakowych:

$$s_1 \geq s_1 min$$

lub też ograniczenie minimalizacji podziałek wzdłużnych przez możliwość wykonania gięć wężownic

$$s_2 \geq s_2 min$$

Poszczególne składniki kosztu sumarycznego można określić następująco:

a. Roczny koszt powierzchni ogrzewanej K_H , jm/a

$$K_H = L_H c_H \beta_H \beta_{R+K}, \quad (6.2)$$

gdzie:

L_H - łączna długość wężownic pęczka, m,

c_H - koszt 1 m wężownicy z uwzględnieniem udziału kosztów wykonania i montażu pęczka, jm/m,

β_H - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej dla pęczka, 1/a,

β_{R+K} - czynnik uwzględniający koszty remontów i konserwacji.

b. Roczny koszt kanału spalin, K_K , jm/a

$$K_K = A_K c_K \beta_K \beta_{R+K} \quad (6.3)$$

gdzie:

A_K - powierzchnia obmurza otaczającego pęczek, m^2 ,

c_K - koszt jednostkowy izolacji termicznej, opancerzenia i konstrukcji nośnej kanału, jm/m^2 ,

β_K - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej, 1/a.

c. Roczny koszt związany z zainstalowaniem i eksploatacją wentylatora spalin K_W , jm/a

$$K_W = N_W (c_W \beta_W \varphi_W \beta_{R+K} + c_{el} \tau_R) \quad (6.4)$$

gdzie:

N_W - moc wentylatora ciągu potrzebna do pokonania oporów przepływu spalin przez pęczek, kW,

c_W - koszt inwestycyjny wentylatora z silnikiem przypadający na 1 kW zainstalowanej mocy, jm/kW,

β_W - skorygowana rata reprodukcji rozszerzonej, 1/a,

φ_W - współczynnik rezerwy mocy,

c_{el} - średni roczny koszt jednostki energii elektrycznej, jm/kWh,

τ_R - roczny czas użytkowania mocy maksymalnej, h/a.

d. Roczny koszt związany z pokonywaniem oporów przepływu czynnika wewnątrz rur, K_P , jm/a.

Moc całkowita kotłowej pompy zasilającej jest sumą mocy potrzebnej dla wytworzenia odpowiedniego ciśnienia w kotle oraz mocy zużywanej na pokonanie oporów przepływu czynnika w węzownicach. Podczas optymalizacji zmianie ulega jedynie druga składowa stanowiąca stosunkowo niewielką część mocy całkowitej. W związku z tym założono, że parametry projektowe pompy nie ulegają zmianie podczas optymalizacji, tzn., zmiany zachodzą w zakresie elastyczności działania pompy. Dlatego nie uwzględniono w obliczeniach kosztu inwestycyjnego pompy, lecz jedynie koszt eksploatacji związany w przetłaczaniem czynnika - wody lub pary.

$$K_p = N_p c_{el} \tau_r, \quad (6.5)$$

gdzie:

N_p - moc pompy zasilającej.

W opisanych w dalszej części pracy obliczeniach mających na celu określenie ogólnych zasad doboru postaci geometrycznej pęczków nie uwzględniono kosztu przetłaczania czynnika wewnątrz rur. Jest on zdeterminowany doбором prędkości czynnika, której wartość w przypadku kotłowych powierzchni ciśnieniowych nie ma większego wpływu na optymalną postać geometryczną pęczka z uwagi na mały wpływ współczynnika wnikania ciepła wewnątrz rur na współczynnik przenikania ciepła. Istnieje przy tym dość duża swoboda doboru prędkości czynnika w rurach poprzez dobór ilości równolegle włączonych węzłowic, niezależnie od postaci geometrycznej powierzchni wymiany ciepła. Pozwala to na dowolne kształtowanie pęczka przy identycznym dla każdego przypadku spadku ciśnienia czynnika ogrzewanego, a to przy zastosowanym w pracy porównywaniu kosztów eliminuje wpływ kosztu przetłaczania czynnika na wynik optymalizacji.

6.2. KOSZTY JEDNOSTKOWE

Przeprowadzenie analizy ekonomicznej w warunkach krajowych napotyka na zasadnicze trudności, co spowodowane jest brakiem spójnego systemu cen. Gospodarka krajowa przechodzi obecnie od sterowania centralnego do ekonomii rynkowej, czego wynikiem są znaczne zmiany cen energii, wyrobów hutniczych, robocizny, prowadzące do ciągłej zmiany proporcji pomiędzy kosztami jednostkowymi występującymi w podanych wyżej wzorach. Ponieważ wynikiem przeprowadzanej obecnie reformy gospodarczej powinno być wprowadzenie w kraju systemu cen równoważnych cenom na rynku światowym, optymalizację przeprowadzono dla warunków cenowych panujących w europejskich krajach o gospodarce wolnorynkowej. Do obliczeń przyjęto stan z 1988 r. Odpowiednie dane uzyskano w PHZ STALEXPORT, CENTROZAP, MEGADEX i ELEKTRIM oraz z prac [109, 56]. Dodatkowo oparto się na informacjach dotyczących produkcji eksportowej Raciborskiej Fabryki Kotłów RAFAKO, Fabryki Wentylatorów FAWENT w Chełmie Śl. oraz Przedsiębiorstwa Robót Termoizolacyjnych TERMOIZOLACJA w Zabrze.

Jako punkt odniesienia przyjęto cenę 1 m rur - c_r , co pozwoliło wyeliminować zarówno wpływ inflacji, jak i jednostki monetarnej. Wartość c_R jest stosunkiem łącznego kosztu rur, z których składa się pęczek do ich całkowitej długości. Takie ujęcie pozwala na przedstawienie funkcji celu w postaci

$$K' = K/c_R = L_H(c_H/c_R)\beta_H\beta_{R+K} + A_K(c_K/c_R)\beta_K\beta_{R+K} + N_W[(c_W/c_R)\beta_W\beta_{R+K} + (c_{el}/c_R)\tau_r] + N_P(c_{el}/c_R)\tau_r \quad (jm/a)/(jm/m) \quad (6.6)$$

W celu uzyskania bezwzględnych wartości kosztu rocznego należy wartość K' przemnożyć przez jednostkową cenę rur.

W 1988 r. ceny te, dla typowych gatunków stali kotłowych, przedstawiały się zgodnie z tabl. 6.1. Podane ceny są przeciętnymi w ciągu roku, wahania cenowe związane z chwilową koniunkturą mogą wynosić ok. $\pm 5\%$.

Tablica 6.1.

Ceny jednostkowe rur kotłowych w 1988 r.
- dane bazowe dla rur o średnicach 38/30 mm

Lp.	Gatunek DIN	Odpowiednik PN	Cena cennikowa DEM/m	Cena transakcyjna DEM/m*	Cena transakcyjna USD/m**
1	St 35,8	K 10	13,28	6,175	3,536
2	15 Mo3	16 M	16,54	7,69	4,404
3	13CrMo44	15 HM	18,95	8,81	5,046
4	14MoV63	13 HMF	22,78	10,76	6,065
5	10CrMo910	10 H2M	22,11	10,28	5,887
6	X20CrMoV121	-	31,6	31,6	18,1

* Ceny transakcyjne są niższe od cennikowych o rabat, który wynosił w 1988 r. przeciętnie 53,5%.

** Ceny w USD uzyskano stosując średni kurs walutowy w 1988 r. wg danych PHZ STALEXPORT: 1 DEM = 0,5726 USD.

6.2.1. Jednostkowy koszt względny węzownic

Podstawę do obliczeń stanowiły kalkulacje pęczków kilku kotłów wykonywanych w 1988 r. w RAFAKO. Z analizy kalkulacji wynika, że wartości c_H/c_R zmieniają się w granicach 1,28-2,65 (jm/m)/(jm/m), przy czym są to raczej zmiany przypadkowe, związane nie tylko z rodzajem materiału i temperaturą dopuszczalną pracy. Generalnie wyższe wartości stwierdzono w przypadku kotła BP 1025, gdzie są one wynikiem większego udziału "kosztów specjalnych" w kalkulacji, a "koszty specjalne" wg terminologii RAFAKO stanowią w tym przypadku głównie koszty licencji firmy Sulzer. Bez uwzględnienia kosztów licencji c_H/c_R zmienia się od 1,23 do 1,99 (jm/m)/(jm/m), a zmienność ta jest również przypadkowa i prawdopodobnie uwarunkowana zmianami cen w ciągu roku oraz interwencyjnymi zakupami materiałów za granicą. Maksymalny stwierdzony zakres zmienności stosunku c_H/c_R wynosi dla wykonanych z drogich gatunków stali (X20CrMoV121, 20H12MF, 10H2M) pęczków wysokotemperaturowych od 1,23 (tania technologia wykonania pęczka bez udziału licencji) do 1,81 (droga technologia plus opłaty licencyjne). Dla pęczków niskotemperaturowych zbudowanych z tańszych gatunków stali (K10, K18, 16M, 15 HM) zakres zmienności c_H/c_R wynosi od 1,23 do 2,65.

6.2.2. Jednostkowy względny nakład inwestycyjny wentylatora ciągu

Z danych PHZ CENTROZAP, MEGADEX i ELEKTRIM wynika, że rozrzut cen jednostkowych w przeliczeniu na 1 kW mocy silnika jest bardzo znaczny - tabl. 6.2. Brak jest przy tym jednoznacznego kryterium wartościującego

Tablica 6.2

Ceny jednostkowe wentylatorów ciągu

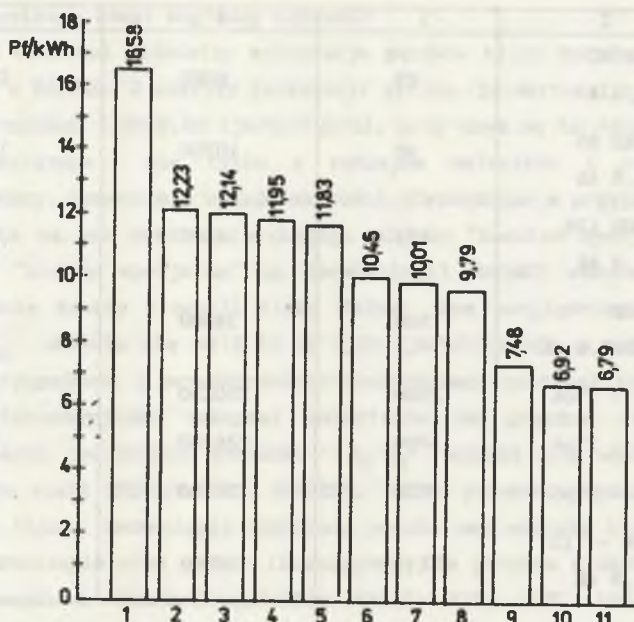
Lp.	Typ wentyl.	Moc silnika kW	Cena USD	Cena Jednostkowa USD/kW
1	2	3	4	5
1	WPWD 125/1,8 AK	1050	74300	70,8
2	BAB - 120 AK	450	93000	206,7
3	WPWD 190/1,4 AK	800	110200	137,8
4	WPWD 190/1,4 AK	450	104260	231,6

1	2	3	4	5
5	WPW 90 /2,3 A	45	6080	135,1
6	WPWD 80 /1,8 AK	90	10700	118,9
7	WPWD 125 /1,8 AK	150	14200	94,7
8	WPWD 140/1,8 AK	500	34300	68,6
9	AN - 37e6	2500	200250	80,1
10	AN - 37e6	3700	226250	61,15
11	AN - 30e6	1700	156400	92
12	WPN - 112 /1,8 AK	110	20301	184,6

strukturę cen i dającego się wykorzystać jako zmienna wejściowa przy optymalizacji. Zmiany cenowe są funkcją konstrukcji wentylatora, mocy silnika, terminów dostawy wentylatora (długi, krótki, awaryjny), wynegocjowanej ceny kontraktu itp. Często stosuje się też, w zależności od potrzeb, różne silniki do wentylatora tej samej konstrukcji, co biorąc pod uwagę fakt, że wpływ ceny silnika na całość zespołu wentylatora jest niewielki, powoduje duże zmiany wartości c_w . W tej sytuacji do obliczeń przyjęto skrajne wartości c_w : dla przypadku "drogiego wentylatora" 231,6 USD/kW oraz dla "taniego wentylatora" 61,2 USD/kW.

6.2.3. Względny koszt energii elektrycznej

Obliczenia oparto na danych na temat cen energii w 1988 r., opublikowanych przez zachodniemiecką filię National Utility Service w Nowym Jorku [109] - rys. 6.1. Dane NUS dotyczą odbiorców przemysłowych i są stosowane do obliczeń efektywności ekonomicznej w krajach zachodnich. Zauważyć można znaczne różnicowanie cen energii w poszczególnych krajach, co spowodowane jest w głównej mierze różnymi warunkami wytwarzania. Najwyższa cena dla RFN tłumaczona jest wysokim kosztem programu inwestycyjnego zmierzającego do istotnej redukcji ilości czynników szkodliwych emitowanych do otoczenia. Niska cena w przypadku Szwecji i Kanady jest efektem znacznego udziału elektrowni wodnych



Rys. 6.1. Porównanie cen energii w wybranych krajach [109] w 1988 r.

1 - RFN, 2 - Irlandia, 3 - Belgia, 4 - Wielka Brytania, 5 - Włochy, 6 - USA,
7 - Francja, 8 - Holandia, 9 - Szwecja, 10 - Australia, 11 - Kanada

Fig. 6.1. Energy prices in the year 1988 according to [109]

1 - Germany, 2 - Ireland, 3 - Belgium, 4 - UK, 5 - Italy, 6 - USA, 7 - France,
8 - Holland, 9 - Sweden, 10 - Australia, 11 - Canada

i jądrowych w bilansie energii. W związku z tym NUS przewiduje, że znaczny koszt odejścia przez Szwecję od energetyki jądrowej wpłynie w najbliższym czasie na podniesienie cen energii w tym kraju o ok. 25%. Trudno jest natomiast przewidzieć, na jakim poziomie ustabilizują się ceny energii w Polsce w warunkach gospodarki wolnorynkowej.

Pewnym mankamentem metody zastosowanej w raporcie NUS jest oparcie porównań cen krajowych w urzędowym kursie walut w stosunku do waluty odniesienia, w tym przypadku marki RFN. Jak wykazano w [56], taki sposób liczenia obarczony jest błędem wynikającym z faktu, że energia elektryczna jest na ogół zużywana w kraju wytwarzania, będąc jedynie w niewielkim stopniu przedmiotem eksportu. Kursy walut natomiast są odzwierciedleniem wzajemnej ich wartości w handlu zagranicznym. W pełni realistyczne ceny energii powinny uwzględniać oprócz kursów walut również ich siłę nabywczą na rynkach

wewnętrznych. Danych takich jednak brak. Dla celów niniejszej pracy dane NUS uznać można za wystarczające, ponieważ warianty optymalne powinny wykazywać swoją przewagę w trakcie wieloletniej pracy pęczka, niezależnie od chwilowych zmian cen energii. Obliczenia oparto na dwu skrajnych wartościach ceny energii w warunkach europejskich: $c_{el \max} = 0,1658 \text{ DEM/kWh}$ dla RFN i $c_{el \min} = 0,0748 \text{ DEM/kWh}$ dla Szwecji.

Dzieląc te wielkości przez jednostkową cenę rur, uzyskano wartości stosunku c_{el}/c_R ($\text{Jm/kWh}/(\text{Jm/m})$), które zamieszczono w tabl. 6.3.

6.2.4. Jednostkowy względny nakład inwestycyjny ścian kanału

Ściany kanału spalin, w którym umieszczony jest pęczek, składają się z konstrukcji nośnej, opancerzenia i izolacji termicznej. Wg danych RAFAKO i MEGADEXU koszt zamontowanych w kotle elementów konstrukcji stalowej c_{KS}^G wynosił w 1988 r. od 1 do 1,3 USD/kg. Względna masa konstrukcji nośnej (odniesiona do 1 m^3 objętości kanału) G_{KS} wynosi dla typowych kotłów ok. 135 kg/m^3 , co w przeliczeniu na powierzchnię ścian bocznych daje od ok. 90 kg/m^2 dla kotła OR 16 do ok. 505 kg/m^2 dla kotła BP1150. Iloczyn $c_{KS}^G G$ będący ceną konstrukcji nośnej odniesioną do 1 m^3 objętości kanału zmieniał się od 135 do 176 USD/m^3 . Odniesiony do 1 m^2 powierzchni ścian kanału koszt konstrukcji stalowej można obliczyć jako

$$c_{KS} = c_{KS}^G G_{KS} \frac{ab}{2(a+b)} \quad \text{Jm/m}^2, \quad (6.7)$$

gdzie a i b są wymiarami przekroju poprzecznego kanału.

Cena izolacji termicznej wraz z opancerzeniem wynosiła wg danych z 1988 r. uzyskanych w MEGADEX-ie i TERMOIZOLACJI od 26,5 do $49,6 \text{ USD/m}^2$, do obliczeń zaś, ze względu na niewielki udział ceny izolacji w cenie kanału, przyjęto wartość średnią $c_{IZ} = 38 \text{ USD/m}^2$. Dodając cenę izolacji do ceny konstrukcji nośnej c_K , uzyskano koszt 1 m^2 kanału otaczającego pęczek. Zmieniał się on od 694 USD/m^2 dla kotła BP1150 do 127 USD/m^2 dla kotła OR 16.

6.2.5. Zasady doboru wariantów obliczeniowych

W celu określenia wpływu wzajemnych związków między jednostkowymi kosztami względnymi a wielkościami charakterystycznymi pęczka optymalnego przeprowadzono obliczenia dla różnych przypadków typowych dla techniki kotłowej. Określono wpływ wzajemnych relacji kosztów inwestycyjnych i ceny energii na optymalną postać geometryczną pęczków wysoko- i niskotemperaturowych. Odpowiednie wartości jednostkowych kosztów względnych podano w tablicy 6.3. Podane wartości c_H/c_R odpowiadają pęczkom z rur gładkich. Odpowiednie

Zestawienie porównywanych wariantów pęczków

Rodzaj pęczka	Wysokotemperaturowy z drogich gatunków stali		Niskotemperaturowy z tanich gatunków stali	
Numer wariantu	1	2	3	4
Relacje cen	Wysoka cena rur, drogi wentylator, drogi kanał, niska cena energii el. lub krótki czas τ_T	Niska cena rur, tani wentylator, tani kanał, wysoka cena energii elektrycznej	Wysoka cena rur, drogi wentylator, drogi kanał, niska cena energii el. lub krótki czas τ_T	Niska cena rur, tani wentylator, tani kanał, wysoka cena energii elektrycznej
c_R j/m	19DEM/m = 10,88 USD/m 40X20CrMoV121 60X14MoV63	10,28 DEM/m = 5,89 USD/m	8,81 DEM/m = 5,05 USD/m	6,18 DEM/m = 3,54 USD/m
c_H/c_R $\frac{j/m}{j/m}$	1,81	1,23	2,65	1,23
c_{el}/c_R $\frac{j/m/kWh}{j/m}$	0,00394	0,01613	0,0085	0,0121
c_W/c_R $\frac{j/m/kW}{j/m}$	21,2	10,38	45,86	17,27
c_K/c_R $\frac{j/m^2}{j/m}$	$\frac{176 ab}{2(a+b)} + 38$ 10,88	$\frac{135 ab}{2(a+b)} + 38$ 5,89	$\frac{176 ab}{2(a+b)} + 38$ 5,05	$\frac{135 ab}{2(a+b)} + 38$ 3,54

wartości dla układów ożebrowanych (opłétwowanych i membranowych) wyznaczono opierając się na analizie przeprowadzonej w [45]. Wartości c_H/c_R dla pęczków innych niż z rur gładkich wyznaczyć można jako

$$(c_H/c_R)_Z = (c_H/c_R)_G k_{tech} k_z \quad (6.8)$$

gdzie:

- k_{tech} - stosunek pracochłonności pęczka ożebrowanego i wykonanego z rur gładkich przy tej samej długości i średnicy rur oraz podziałkach.
Wg [45] dla układów membranowych $k_{tech}^M = 1,13$,
- k_z - stosunek kosztu 1 m rury ożebrowanej i gładkiej.

6.2.6. Pozostałe dane do obliczeń

Poniżej zestawiono przyjęte do obliczeń wartości pozostałych zmiennych występujących w funkcji celu (6.6):

Współczynnik uwzględniający koszty remontów i konserwacji $\beta_{R+K} = 1,25$, stopa dyskonta $r = 0,08$, współczynnik zamrożenia kapitału dla półrocznego okresu budowy (montażu pęczków, wentylatorów i kanału) wg [12] $z = 1,02$. Założono 15-letni czas pracy pęczka, wentylatora i kanału, co odpowiada przyjęciu raty reprodukcji $r + s = 0,117$.

Podstawowe obliczenia wykonano dla $\tau_r = 7000$ h/a.

Wpływ czasu τ_r na optymalizację można pośrednio określić porównując warianty odpowiadające niskim i wysokim kosztom energii, można je bowiem również uznać za warianty odpowiadające krótszemu i dłuższemu czasowi użytkowania mocy maksymalnej. Współczynnik rezerwy mocy dla wentylatora założono $\phi_w = 1,3$,

W przypadku optymalizacji pęczków nowo projektowanego kotła należy uwzględnić koszty kanału spalin. W przypadku modernizacji kanał spalin nie ulega zmianie, w związku z czym jego koszt nie ma wpływu na funkcję celu. W pracy zamieszczono wyniki obliczeń dla obu tych przypadków.

6.3. ZAKRES OBLICZEŃ

Obliczenia wykonywano przy założeniu, że w porównywanych wariantach strumień przekazywanego ciepła jest jednakowy. Zmiana prędkości spalin w pustym kanale - w_o - realizowana jest przez zmianę wymiarów poprzecznych kanału.

Porównywano następujące typy powierzchni (w nawiasach podano symbole używane na wykresach):

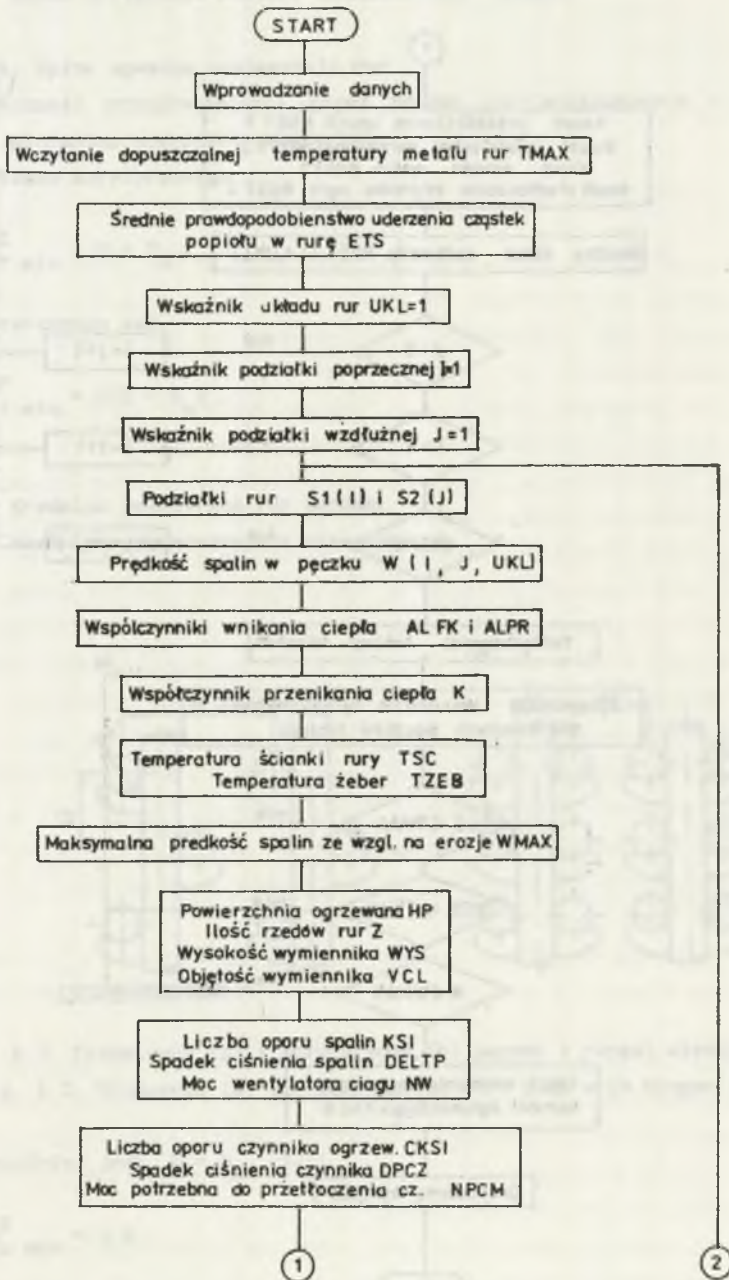
1. Korytarzowy pęczek rur gładkich - GK.
2. Przystawny pęczek rur gładkich - GP.
3. Korytarzowy pęczek rur opłétwowanych - OK.
4. Przystawny pęczek rur opłétwowanych - OP.
5. Korytarzowy pęczek membranowy - MK.
6. Przystawny pęczek membranowy - MP.
7. Korytarzowy pęczek diagonalny - DK.
8. Korytarzowy pęczek z ożebrowaniem poprzecznym - ZK.
9. Przystawny pęczek z ożebrowaniem poprzecznym - ZP.

Obliczenia cieplne wykonywano zgodnie z zasadami podanymi w rozdz. 3, a aerodynamiczne wg wzorów z rozdz. 4 dla pęczków czystych, ponieważ brak jest dotąd danych na temat zanieczyszczeń popiołowych w przypadku pęczków ożebrowanych. Uproszczony schemat blokowy programu przedstawiono na rys. 6.2. Dla każdego pęczka wykonywano obliczenia zakładając podane w tabl. 6.3 przypadki relacji cenowych, tzn. wysokie koszty inwestycyjne i niską cenę energii (warianty 1 i 3) oraz niskie koszty inwestycyjne przy wysokich cenach energii (warianty 2 i 4). W ten sposób określono prawidłowości rządzące doбором pęczków optymalnych niezależnie od zmian cenowych, a więc gwarantujące prawidłowość doboru wymiennika, który powinien pracować od kilku do kilkunastu lat. Wzięto przy tym pod uwagę wpływ następujących parametrów technicznych pęczków:

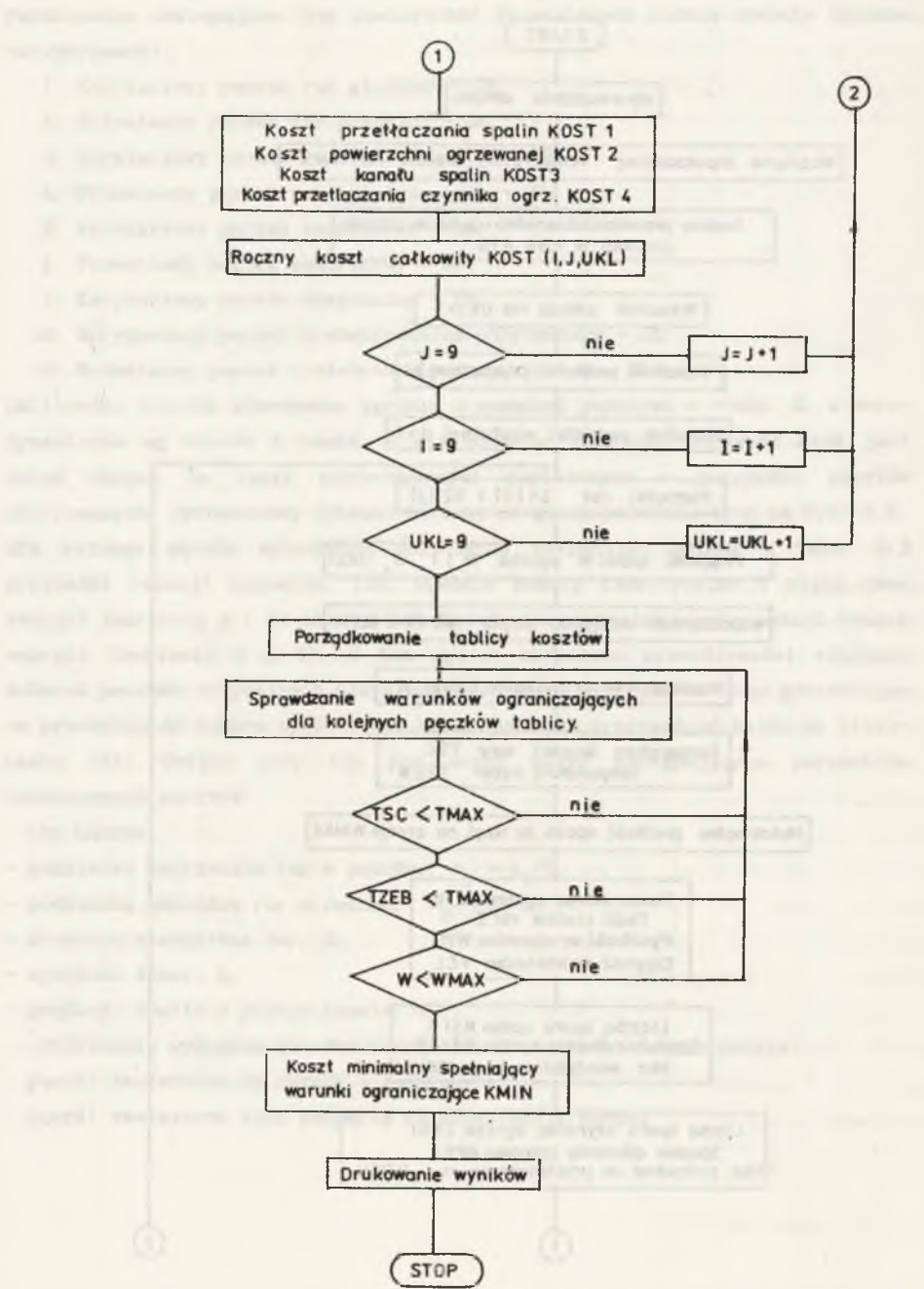
- typ pęczka,
- podziałka poprzeczna rur w pęczku, $\sigma_1 = s_1/D$,
- podziałka wzdłużna rur w pęczku, $\sigma_2 = s_2/D$,
- średnica zewnętrzna rur, D ,
- wysokość żeber, h ,
- prędkość spalin w pustym kanale, w_0 .

Obliczenia wykonano dla dwu zasadniczych sposobów montażu pęczka:

- pęczki zawieszane na rurach wieszakowych,
- pęczki zawieszane bądź podparte na konstrukcji nośnej.



Rys. 6.2. Schemat blokowy programu obliczeń optymalizacyjnych
Fig. 6.2. Algorithm of calculation procedure for the optimization



Rys. 6.2

Fig. 6.2

6.4. DOBÓR OPTIMALNEJ POSTACI GEOMETRYCZNEJ PĘCZKÓW

6.4.1. Wpływ sposobu zawieszenia rur

Konieczność przeprowadzenia przez pęczek rur wieszakowych - rys. 6.3 narzuca minimalne podziałki poprzeczne:

- dla układu korytarzowego

$$s_1^K = D + D_W, \quad (6.9)$$

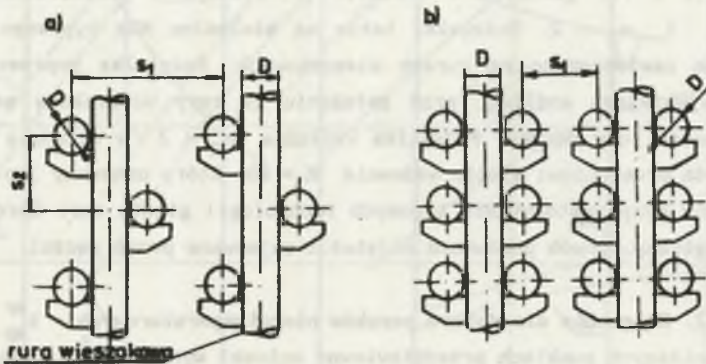
dla przestawnego zaś

$$s_1^P = 2(D + D_W), \quad (6.10)$$

gdzie:

D - średnica zewnętrzna rur pęczka,

D_W - średnica zewnętrzna rur wieszakowych.



Rys. 6.3. Przestawny (a) i korytarzowy (b) pęczek z rurami wieszakowymi

Fig. 6.3. Staggered (a) and in-line (b) tube bank with hanger tubes

Najczęściej jest $D = D_W$, czyli

$$s_1^K = 2D, \quad (6.11)$$

$$s_1^P = 4D. \quad (6.12)$$

wartości w_0) prędkości w największym przekroju pęczka przestawnego i korytarzowego są różne:

$$w^K = 2 w_0 \quad (6.13)$$

$$w^P = 1,33 w_0 \quad (6.14)$$

W przypadku gdy pęczek można podwiesić bądź podeprzeć na konstrukcji nośnej kotła za pomocą niechłodzonych elementów, nie trzeba spełniać warunków dla przeprowadzenia rur wieszakowych, co pozwala na stosowanie mniejszych podziałek poprzecznych.

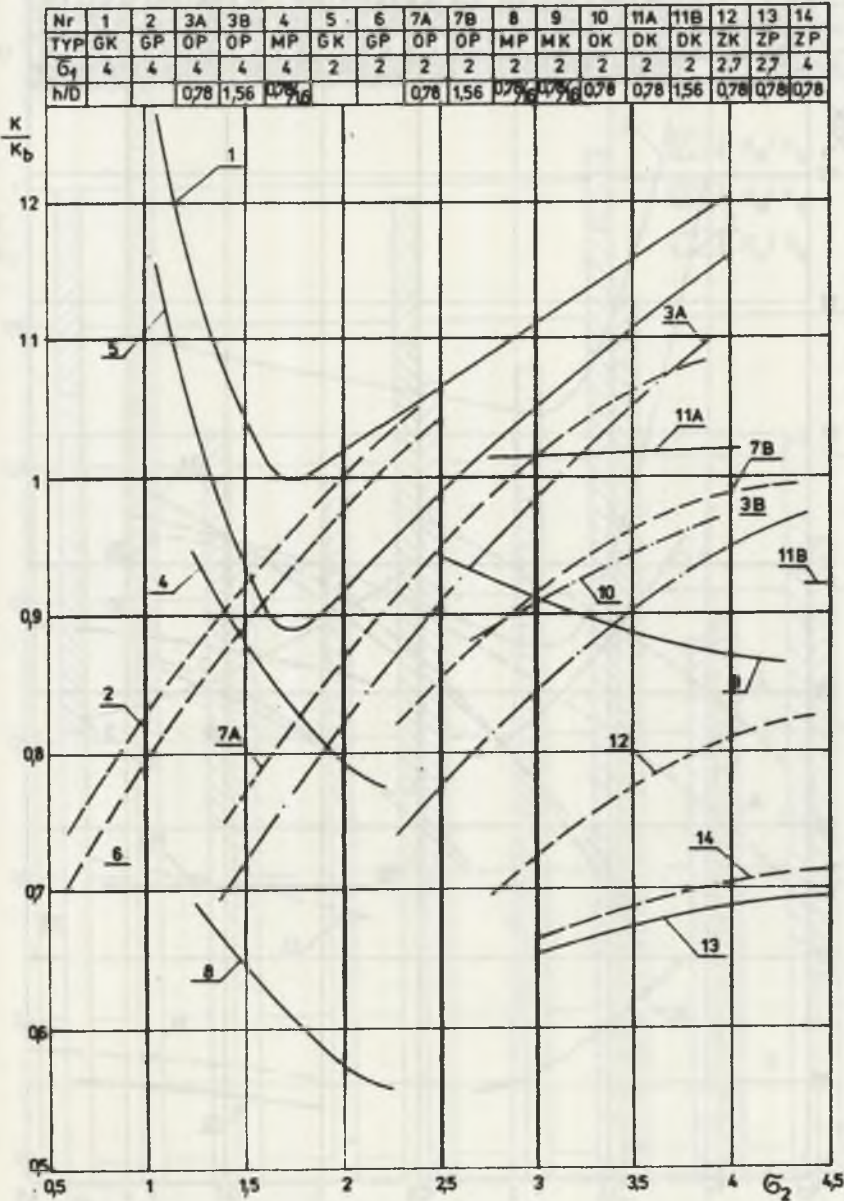
Uwzględniając powyższe uwagi, dla różnych rodzajów pęczków w różnych zakresach temperatur spalin i przy różnych relacjach cenowych, przeprowadzono obliczenia optymalizacyjne, na podstawie których opracowano podane niżej zalecenia dla doboru pęczków konwekcyjnej części kotła. Dla lepszej wizualizacji roczne koszty przekazywania ciepła w różnego typu wymiennikach przedstawiono w odniesieniu do wartości K'_b dla pęczka bazowego, za który przyjęto wymiennik z rur gładkich o układzie przestawnym i podziałkach względnych $\sigma_1 = 4$ i $\sigma_2 = 2$. Podziałki takie są minimalne dla typowego układu rur gładkich zawieszonoego na rurach wieszakowych. Podziałka poprzeczna $\sigma_1 = 4$ jest najmniejszą możliwą, przy założeniu że rury wieszakowe mają tę samą średnicę co rury pęczka. Podziałka wzdłużna $\sigma_2 = 2$ w układzie przestawnym odpowiada promieniowi gięcia węzownic $R = 2D$, który uznawany jest na ogół za minimalny przy zastosowaniu typowych technologii gięcia rur. Oprócz kosztów, w analogiczny sposób porównano objętości zajmowane przez pęczki.

6.4.2. Zalecenia dla doboru pęczków niskotemperaturowych - $t_{sp}^{sr} \leq 500^\circ\text{C}$

W poniższych punktach przedstawiono wnioski wynikające z wykresów rys. 6.4-6.15.

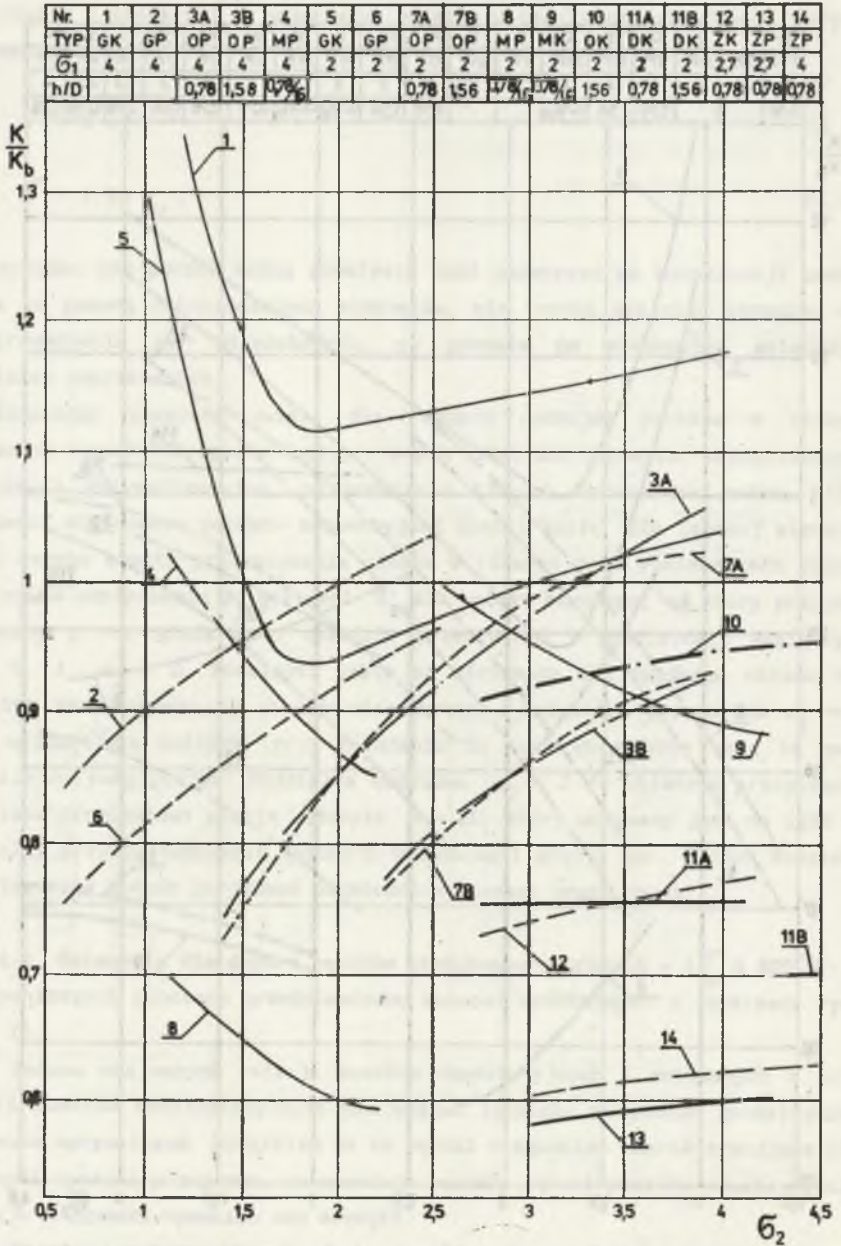
1. Zmiana wzajemnych relacji kosztów inwestycyjnych i związanych z ceną energii kosztów eksploatacyjnych nie wpływa istotnie na postać geometryczną wariantów optymalnych. Wyjątkiem są tu pęczki diagonalne charakteryzujące się znacznymi oporami przepływu, co powoduje znaczny wzrost kosztów przekazywania ciepła w przypadku wysokich cen energii.

2. Koszty przekazywania ciepła oraz objętość pęczka zależą istotnie od postaci geometrycznej układu. Zarówno koszty, jak i rozmiary poszczególnych wariantów mogą się różnić o ponad 50%, co dowodzi, że optymalizacja postaci geometrycznej pęczka może być źródłem znacznych oszczędności.



Rys. 6.4. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych - wariant wysokich kosztów energii

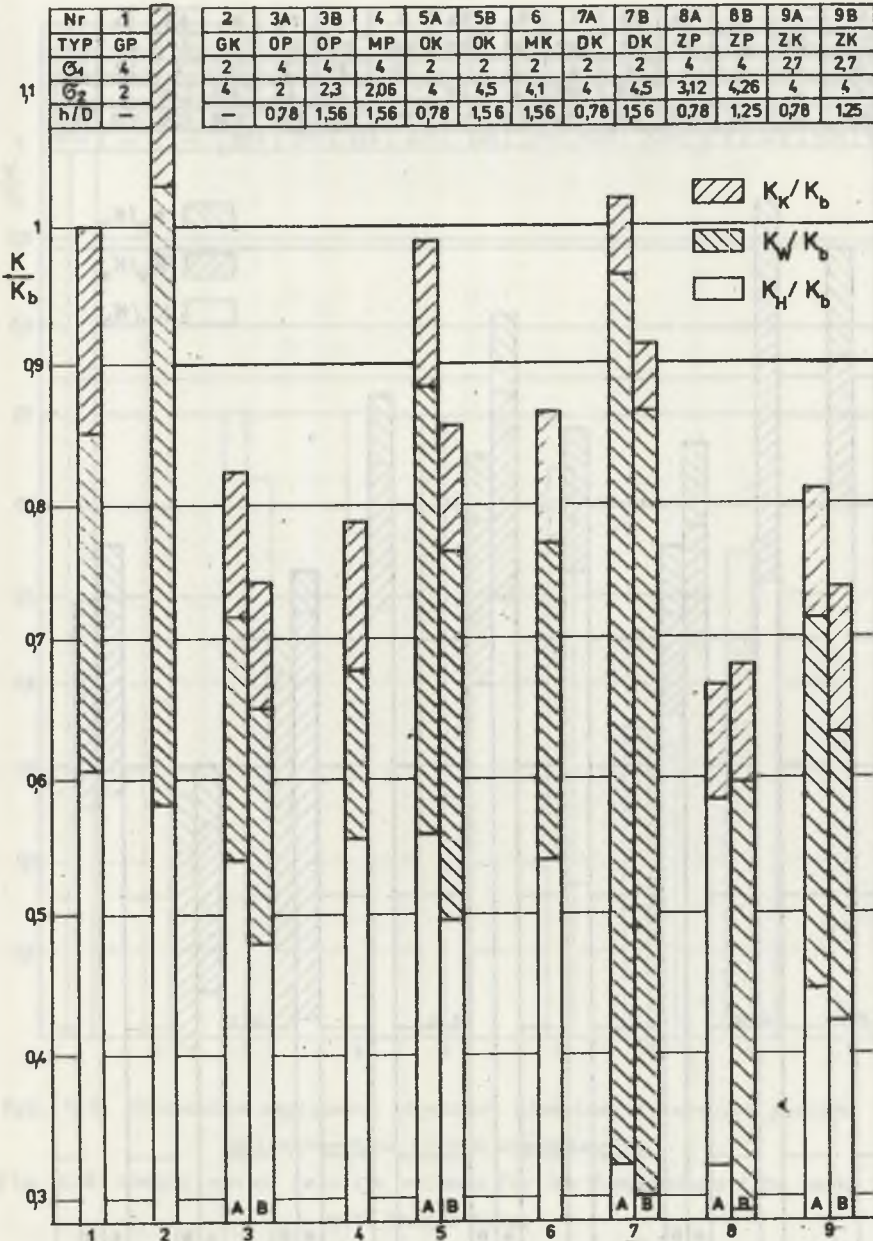
Fig. 6.4. Influence of tube spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs for low temperature tube banks - high exploitation costs



Rys. 6.5. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych - wariant niskich kosztów energii

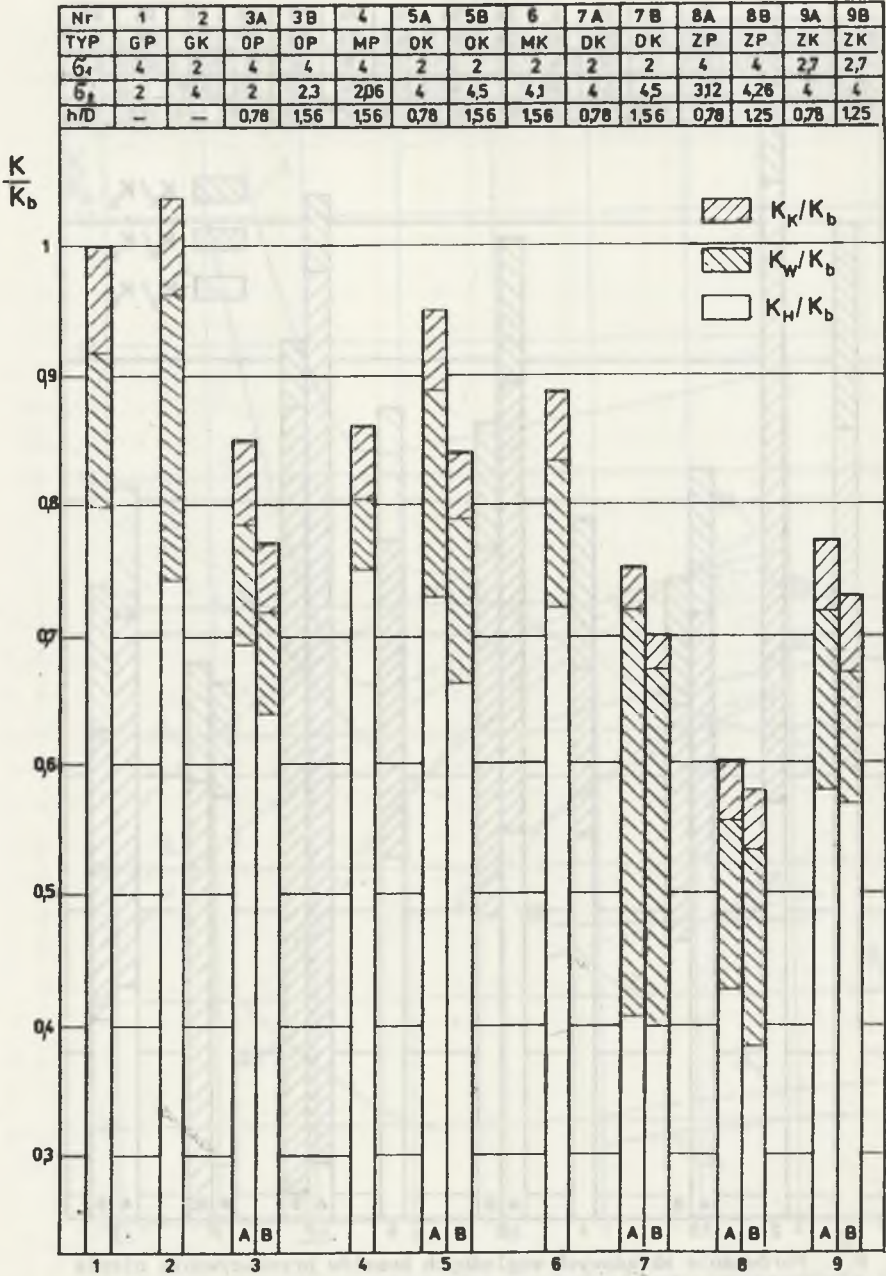
Fig. 6.5. Influence of tube spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs for low temperature tube bank

- low exploitation costs

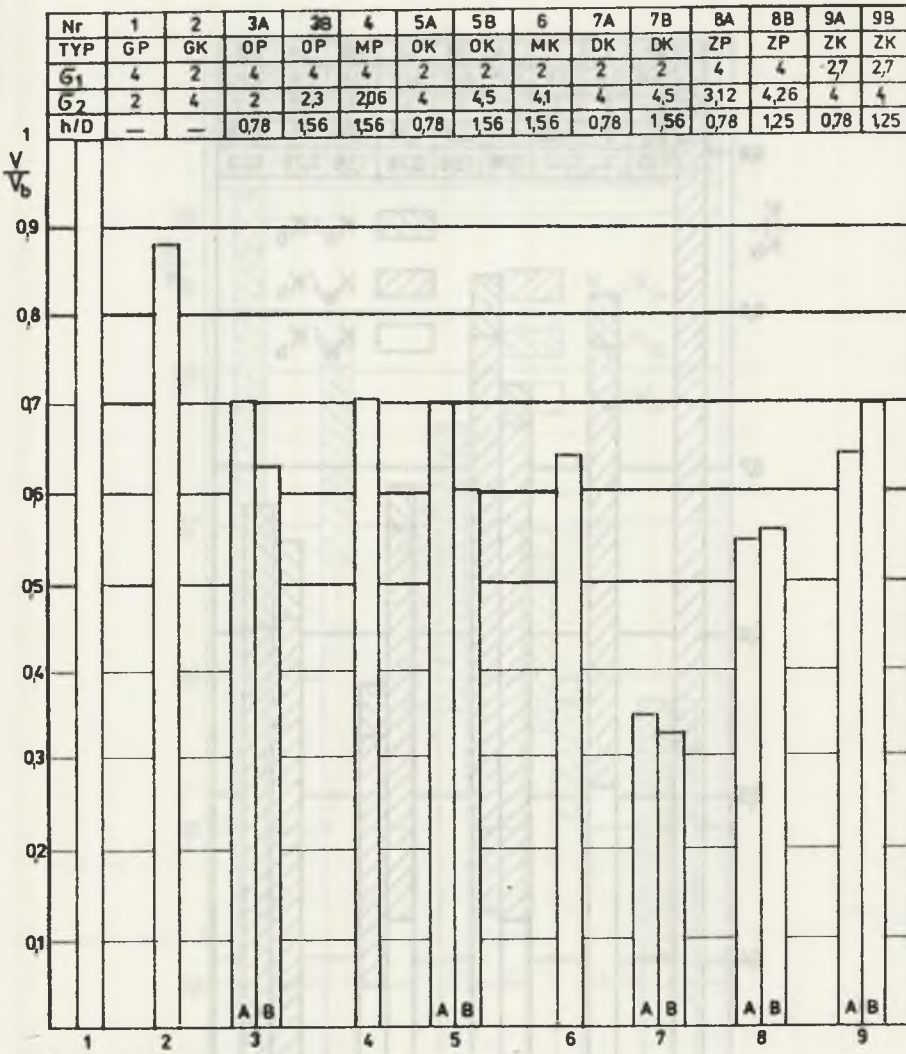


Rys. 6.6. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach z rurami wieszakowymi - wariant wysokich kosztów energii

Fig. 6.6. Comparison of relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - high exploitation costs

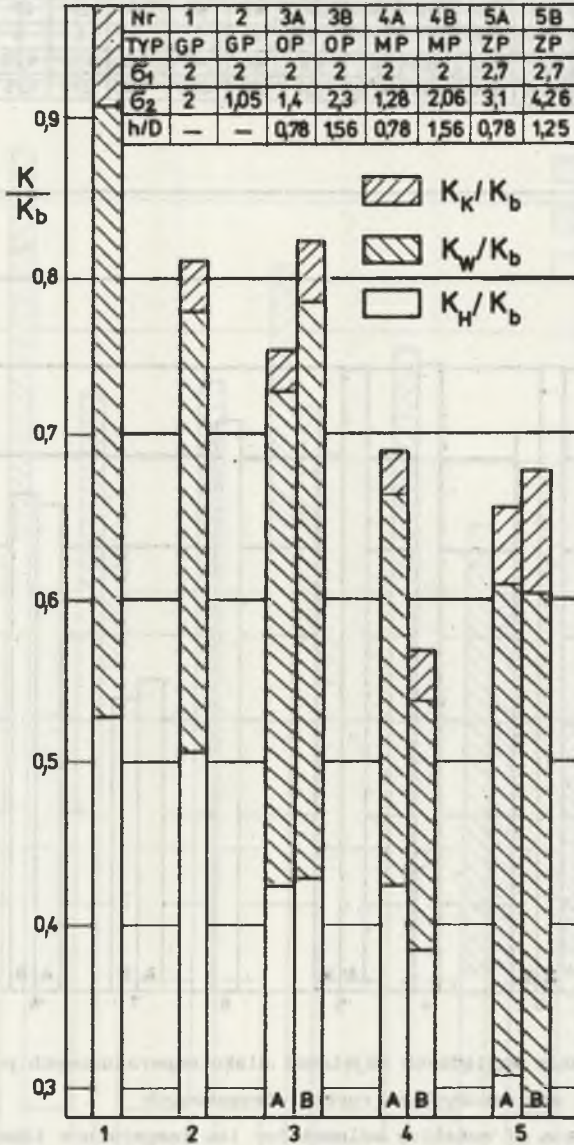


Rys. 6.7. Porównanie względnych kosztów przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach z rurami wieszakowymi - wariant niskich kosztów energii
 Fig. 6.7. Comparison of relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - low exploitation costs



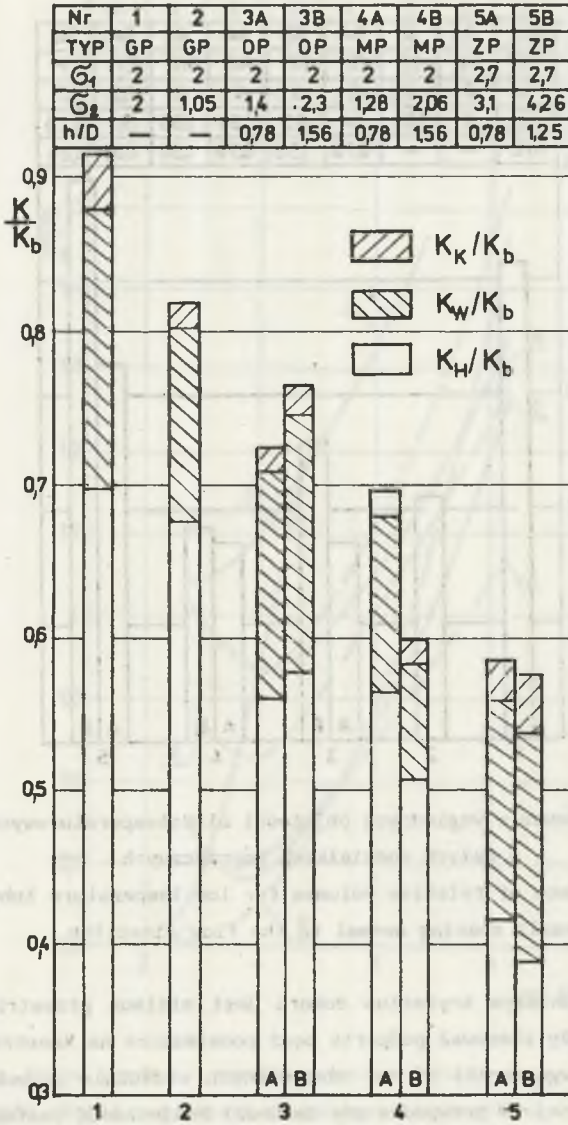
Rys. 6.8. Porównanie względnych objętości niskotemperaturowych pęczków zawieszonych na rurach wieszakowych

Fig. 6.8. Comparison of relative volumes for low temperature tube banks with hanger tubes



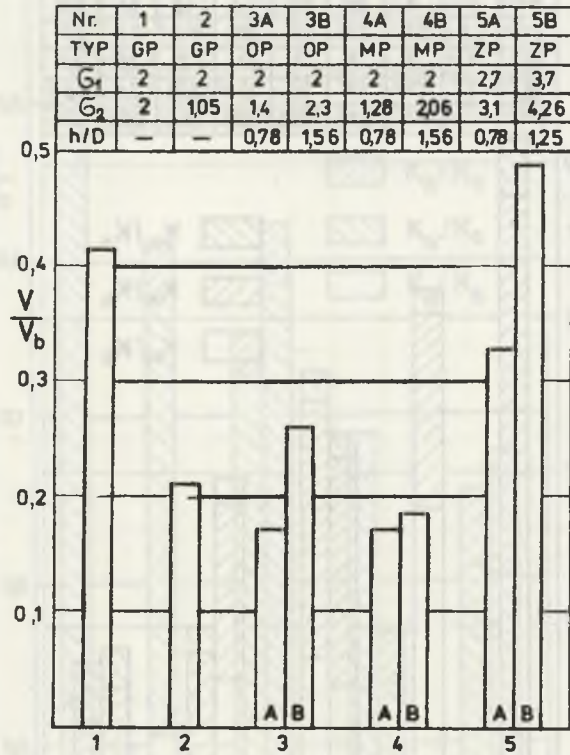
Rys. 6.9. Porównanie względnych kosztów przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach o małych podziałkach poprzecznych - wariant wysokich kosztów energii

Fig. 6.9. Comparison of relative heat transfer costs for low temperature tube banks with small tube spacings normal to the flow direction - high exploitation costs



Rys. 6.10. Porównanie względnych kosztów przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach o małych podziałkach poprzecznych - wariant niskich kosztów energii

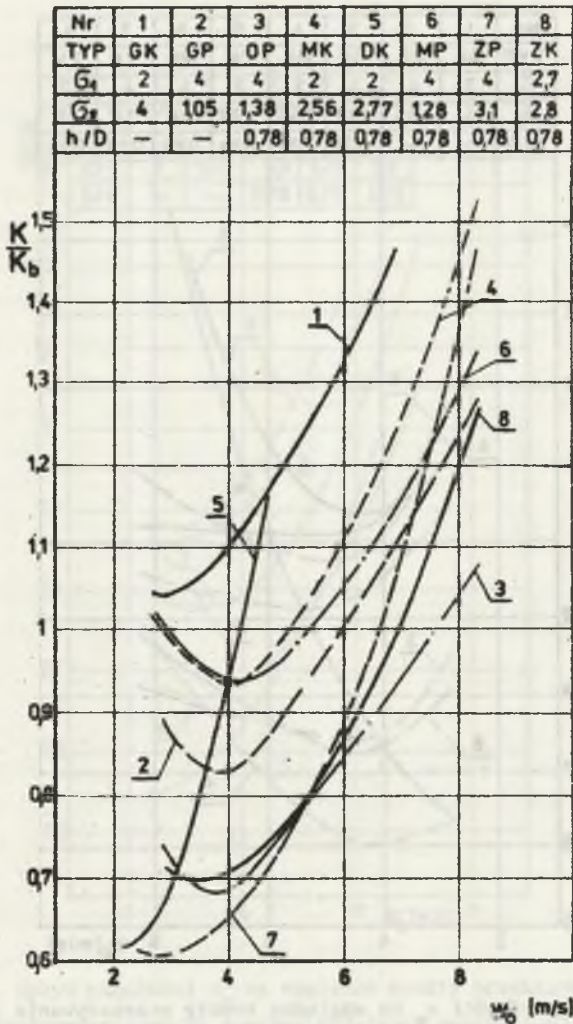
Fig. 6.10. Comparison of relative heat transfer costs for low temperature tube banks with small tube spacings normal to the flow direction - low exploitation costs



Rys. 6.11. Porównanie względnych objętości niskotemperaturowych pęczków o małych podziałkach poprzecznych

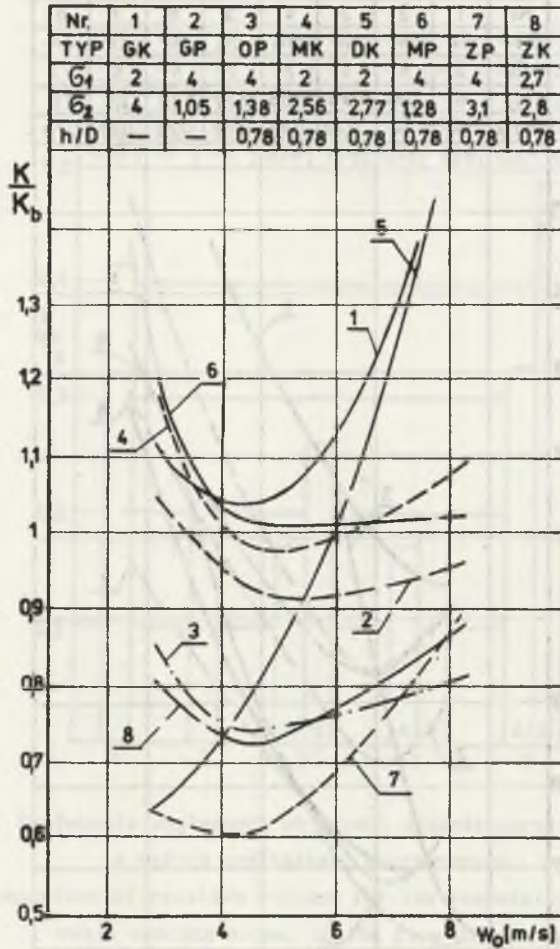
Fig. 6.11. Comparison of relative volumes for low temperature tube banks with small spacing normal to the flow direction

3. Jeżeli zasadniczym kryterium doboru jest minimum przestrzeni zajętej przez pęczek, należy stosować podparte bądź podwieszane na konstrukcji nośnej kotła przestawne wymienniki z rur ożebrowanych wzdłużnie o możliwie małej podziałce poprzecznej. W przypadku gdy zachodzi konieczność zastosowania rur wieszakowych, najmniejszą objętość mają diagonalne pęczki korytarzowe lub korytarzowe pęczki rur gładkich o możliwie małych, bliskich $\sigma_1 = 2$, podziałkach poprzecznych. Stosunkowo niewielką objętość mają też pęczki korytarzowe z poprzecznym ożebrowaniem o niezbyt dużej wysokości. Podziałki wzdłużne należy dobrać możliwie małe, ograniczone jedynie przez technologiczne możliwości wykonania węzownic.



Rys. 6.12. Wpływ prędkości spalin w pustym kanale - w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych zawieszonych na rurach wieszakowych - wariant wysokich kosztów energii

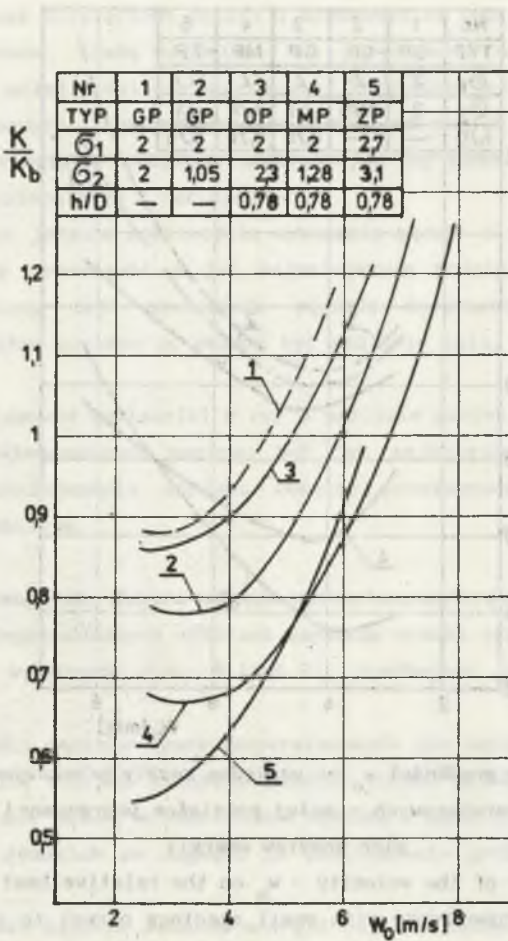
Fig. 6.12. Influence of the flue gas velocity in empty channel - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - high exploitation costs



Rys. 6.13. Wpływ prędkości w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w niskotemperaturowych pęczkach zawieszonych na rurach wieszakowych - wariant niskich kosztów energii

Fig. 6.13. Influence of the velocity - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with hanger tubes - low exploitation costs

4. Konieczność zapewnienia minimalnych promieni gięcia węzownic stanowi poważne ograniczenie możliwości redukcji rozmiarów pęczka. Z przedstawionych wykresów wynika ponadto, że koszty przekazywania ciepła na ogół maleją przy obniżaniu podziałki wzdłużnej, przy czym taki sposób poprawy ekonomiczności wymiennika jest szczególnie efektywny w przypadku układów rur gładkich.

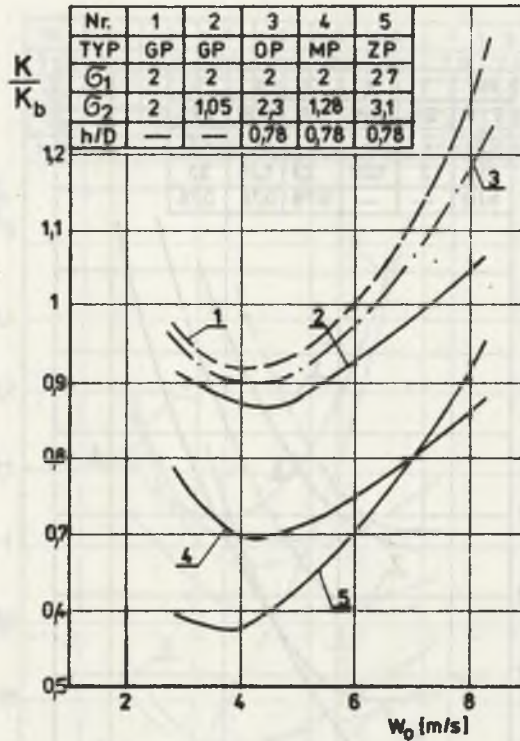


Rys. 6.14. Wpływ prędkości w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych o małej podziałce poprzecznej - wariant wysokich kosztów energii

Fig. 6.14. Influence of the velocity - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with small spacings normal to the flow direction - high exploitation costs

Wynika stąd wniosek, że wprowadzenie technologii pozwalających na zmniejszenie minimalnych promieni gięcia może być bardzo opłacalne.

5. Stosowanie ożebrowania o dużej wysokości w granicach $h/D = 0,8-1,6$, jest opłacalne w układach z ożebrowaniem wzdłużnym, tzn. membranowych oraz diagonalnych i opłętowanych. W pęczkach ożebrowanych poprzecznie przyrost



Rys. 6.15. Wpływ prędkości w_0 na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach niskotemperaturowych o małej podziałce poprzecznej - wariant niskich kosztów energii

Fig. 6.15. Influence of the velocity - w_0 on the relative heat transfer costs by low temperature tube banks with small spacings normal to the flow direction - low exploitation costs

wysokości żeber powyżej $h/D = 0,8$ nie daje istotnego potaniaenia wymiennika lub nawet podnosi koszty.

6. Optymalne prędkości spalin w pustym kanale - w_0 mieszczą się w zakresie ok. 3-5 m/s. W przypadku wysokich względnych cen energii nie należy stosować prędkości w_0 wyższych od 6 m/s ze względu na znaczny przyrost kosztów przekazywania ciepła. Uwagi powyższe dotyczą niezanieczyszczonych pęczków omywanych niezapyłonymi spalinami. Dobierając prędkość w_0 dla spalin zapyłonych, należy uwzględnić uwagi zawarte w rozdziale 5.12.

7. W przypadku niskich prędkości spalin, w granicach 2-4 m/s, korzystne jest stosowanie diagonalnych pęczków korytarzowych o podziałce $\sigma_1 \approx 2$ oraz przestawnych pęczków z ożebrowaniem poprzecznym. W miarę wzrostu w_0 opłacalne

stają się również korytarzowe pęczki z ożebrowaniem poprzecznym i przestawne pęczki opłętowane, tracą natomiast swą przydatność układy diagonalne. W wymiennikach o małej podziałce poprzecznej korzystne jest ponadto stosowanie układów membranowych. W pęczkach zawieszonych na rurach wieszakowych koszty przekazywania ciepła w układach membranowych są podobne lub nawet nieco wyższe niż w wymiennikach z rur gładkich.

8. Dysponując jedynie możliwością wykonania pęczka z rur gładkich, należy stosować układy przestawne o jak najmniejszych podziałkach. Nieco gorszy efekt ekonomiczny daje stosowanie pęczków korytarzowych, dla których podziałka wzdłużna powinna co prawda być możliwie mała, jednak nie mniejsza niż $\sigma_2 = 1,5$.

9. Należy stosować wymienniki z rur o możliwie małych średnicach. Również średnice rur wieszakowych powinny być jak najmniejsze. Obie te zasady prowadzą do zmniejszenia zarówno kosztów przekazywania ciepła, jak i objętości wymienników.

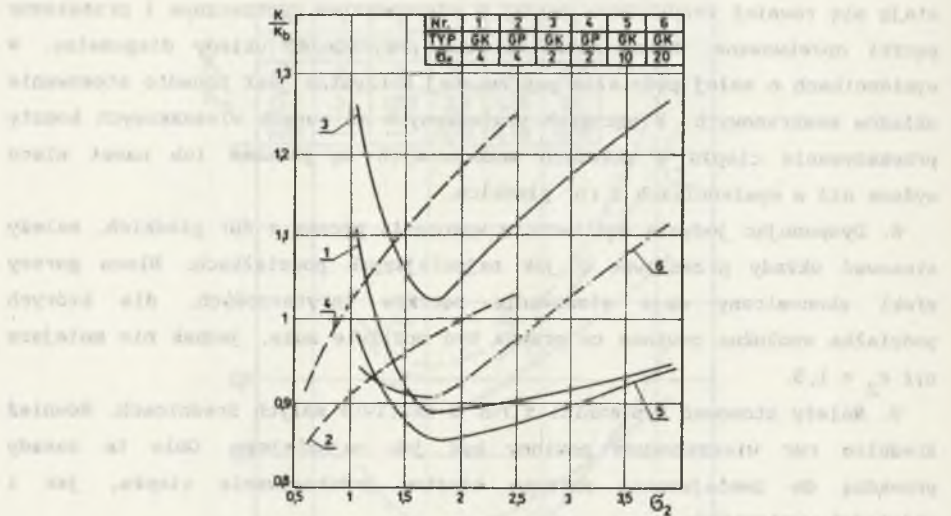
6.4.3. Zalecenia dla doboru pęczków wysokotemperaturowych - $t_{sp}^{sr} \geq 800^\circ\text{C}$

W wyniku przeprowadzonych obliczeń uzyskano wyniki przedstawione w formie graficznej na wykresach rys. 6.16-6.22. Wynikające stąd wnioski podano poniżej.

1. W przypadku pęczków wysokotemperaturowych nie należy stosować układów ożebrowanych, dla których istnieje znaczne ryzyko przekroczenia temperatur dopuszczalnych dla żeber, a efektywność wymiany ciepła jest mniejsza niż dla pęczków z rur gładkich ze względu na zmniejszenie grubości promieniującej warstwy spalin.

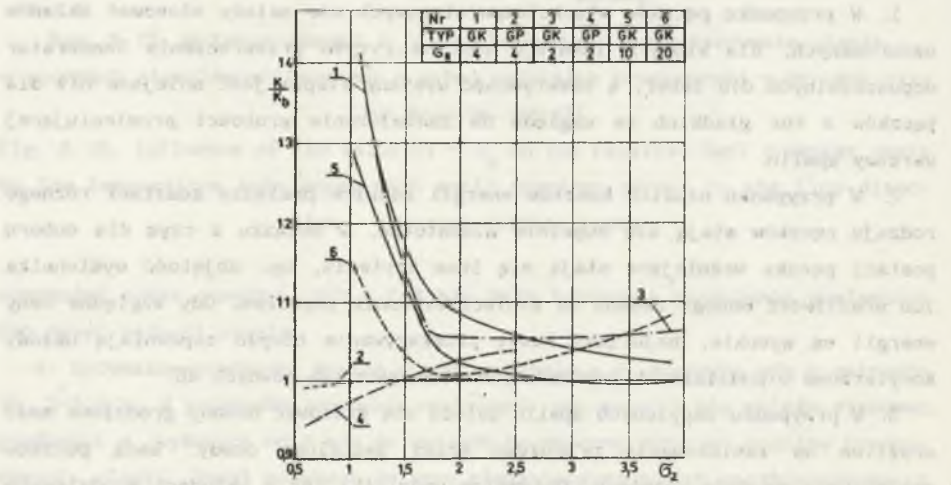
2. W przypadku niskich kosztów energii różnice pomiędzy kosztami różnego rodzaju pęczków stają się zupełnie nieistotne, w związku z czym dla doboru postaci pęczka ważniejsze stają się inne kryteria, np. objętość wymiennika lub wrażliwość danego układu na zanieczyszczenie popiołem. Gdy względne ceny energii są wysokie, najniższy koszt przekazywania ciepła zapewniają układy korytarzowe o podziałkach poprzecznych większych lub równych 4D.

3. W przypadku zapylnych spalin zaleca się stosować układy grodziowe mało wrażliwe na zablokowanie przepływu przez zestalone osady. Wadą pęczków grodziowych są duże rozmiary. Optymalne podziałki rur w układach grodziowych dla nowo budowanych kotłów: $\sigma_1 = 10-20$ oraz $\sigma_2 = 1,5-2,5$. Przewidując spalanie paliw o szczególnej skłonności do żużlowania, należy rozpatrzyć możliwość zastosowania grodzi membranowych o niewielkiej wysokości żeber. Układy takie mają zdolność do samooczyszczania z zestalonych osadów w momencie uruchamiania i wyłączenia kotła z ruchu.



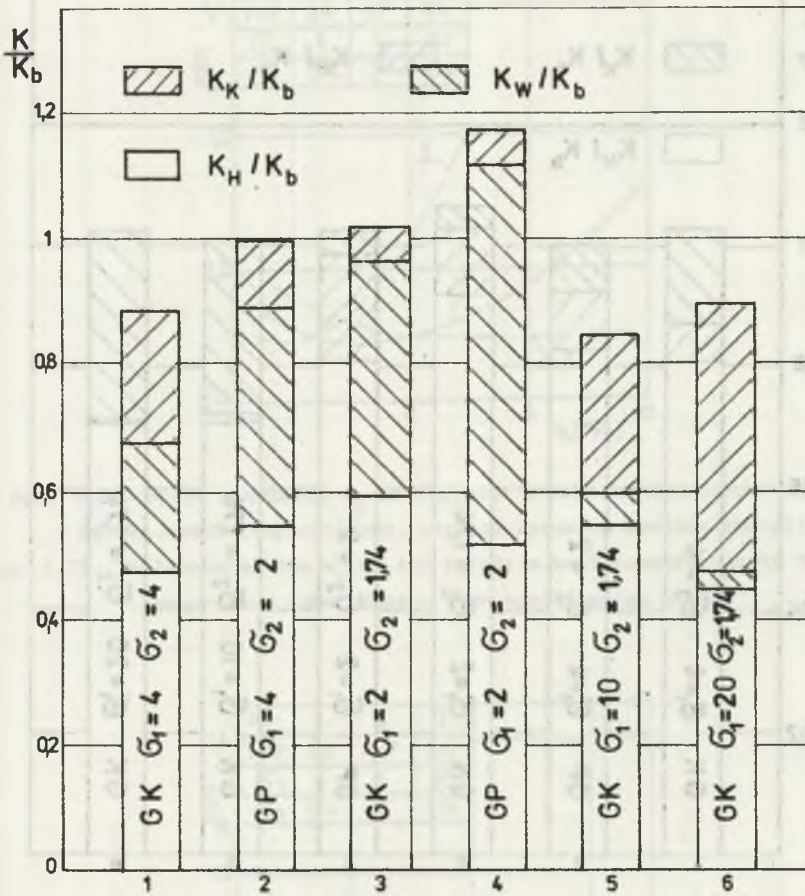
Rys. 6.16. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach wysokotemperaturowych - wariant wysokich kosztów energii

Fig. 6.16. Influence of the spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - high exploitation costs



Rys. 6.17. Wpływ podziałki wzdłużnej na względne koszty przekazywania ciepła w pęczkach wysokotemperaturowych - wariant niskich kosztów energii

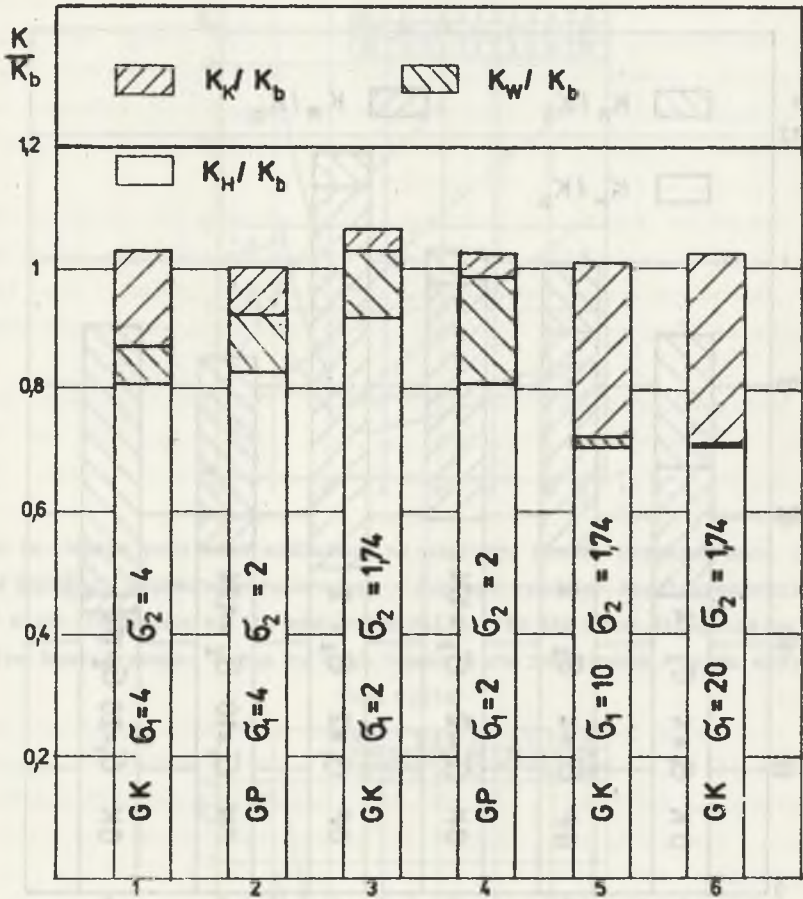
Fig. 6.17. Influence of the spacing parallel to the flow direction on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - low exploitation costs



Rys. 6.18. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach wysokotemperaturowych - wariant wysokich kosztów energii

Fig. 6.18. Comparison of the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - high exploitation costs

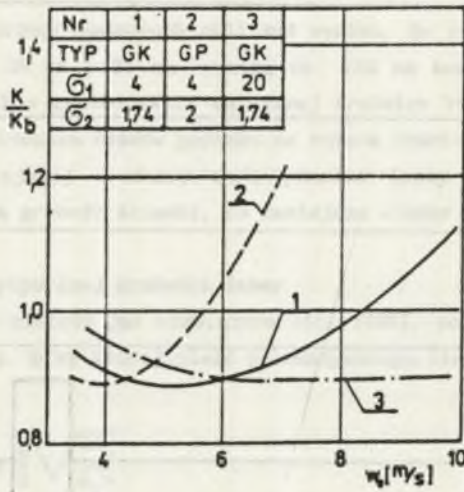
4. W istniejącym kanale (modernizacja) najkorzystniej jest stosować pęczki korytarzowe o podziałkach poprzecznych rur $\sigma_1 = 4-20$, pod warunkiem że rozmiary kanału są wystarczające. Układy tego rodzaju charakteryzują się najniższymi kosztami powierzchni ogrzewanej i przetłaczania spalin. Kiedy rozmiary kanału stanowią ograniczenie rozbudowy powierzchni ogrzewanej, należy stosować układy przestawne o możliwie małych podziałkach.



Rys. 6.19. Porównanie składowych względnych kosztów przekazywania ciepła w wymiennikach wysokotemperaturowych - wariant niskich kosztów energii
 Fig. 6.19. Comparison of relative heat transfer costs by high temperature tube banks - low exploitation costs

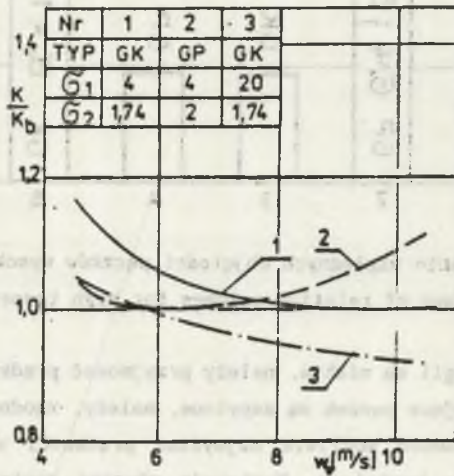
5. W pęczkach grodziowych należy dobrać prędkości spalin możliwie wysokie i ograniczone jedynie przez erozję popiołową.

6. W pozostałych, innych niż grodziowe układach, jeżeli powierzchnie rur nie ulegają w czasie eksploatacji zanieczyszczeniu popiołem (np. w kotłach gazowych), optymalne prędkości spalin zależą od wzajemnych relacji kosztów inwestycyjnych i eksploatacyjnych. W przypadku wysokich względnych kosztów energii prędkości w_0 nie powinny przekraczać 5-6 m/s. Jeśli natomiast



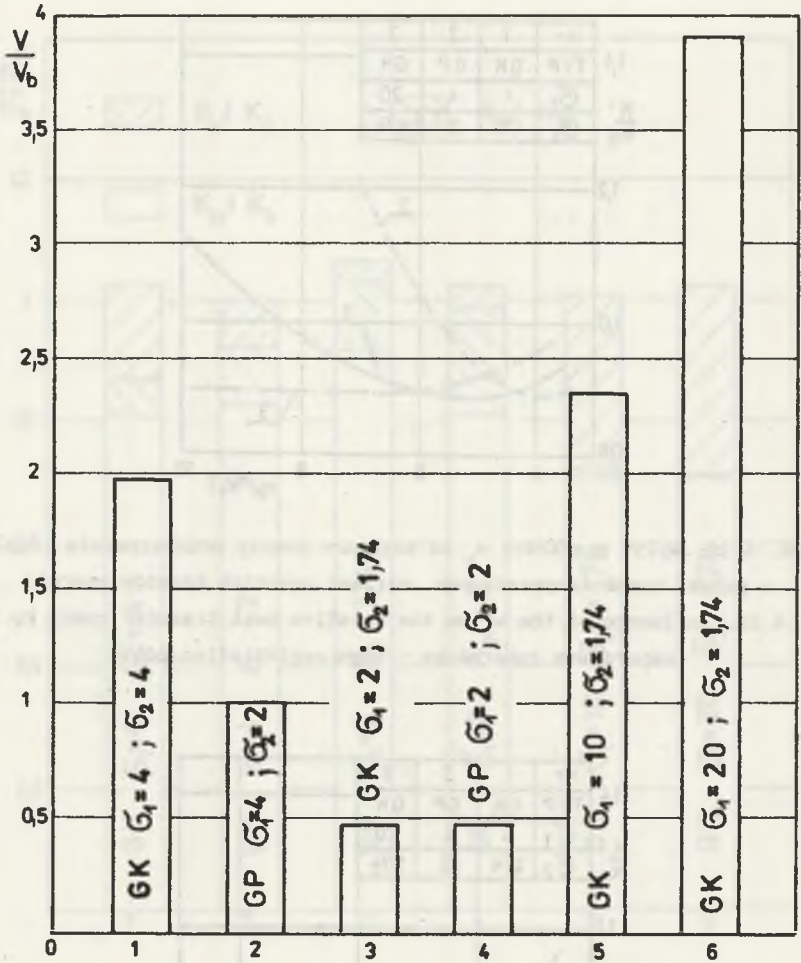
Rys. 6.20. Wpływ prędkości w_0 na względne koszty przekazywania ciepła - pęczki wysokotemperaturowe, wariant wysokich kosztów energii

Fig. 6.20. Influence of the w_0 on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - high exploitation costs



Rys. 6.21. Wpływ prędkości w_0 na względne koszty przekazywania ciepła - pęczki wysokotemperaturowe, wariant niskich kosztów energii

Fig. 6.21. Influence of the w_0 on the relative heat transfer costs by high temperature tube banks - low exploitation costs



Rys. 6.22. Porównanie względnych objętości pęczków wysokotemperaturowych
Fig. 6.22. Comparison of relative volumes for high temperature tube banks

względne koszty energii są niskie, należy przyjmować prędkości $w_0 = 8-12$ m/s. Jeżeli spaliny omywające pęczek są zapyłone, należy, zgodnie z analizą podaną w rozdz. 5.12, stosować możliwie najwyższe prędkości spalin, ograniczone jedynie przez erozję popiołową. Następuje wówczas zmniejszenie się osadów popiołu, a tym samym istotne podwyższenie stopnia efektywności cieplnej ψ_z .

7. Z wyjątkiem specjalnych przypadków, jak np. odparowników, w których zachodzi konieczność zapewnienia prawidłowej cyrkulacji, co narzuca ograniczenia dopuszczalnych oporów przepływu, należy stosować możliwie małe

średnice rur. Z przeprowadzonych obliczeń wynika, że różnice w kosztach dla średnic 31,8 mm, 38 mm i 51 mm wynoszą ok. 15% na korzyść rur o mniejszej średnicy. Korzyści z zastosowania mniejszej średnicy rur powiększa fakt, że skłonność do powstawania osadów popiołu na rurach rośnie ze wzrostem średnicy rur. Rury o mniejszej średnicy mają ponadto (przy tym samym ciśnieniu czynnika) mniejszą grubość ścianki, co zmniejsza ciężar kotła.

6.4.4. Dobór optymalnej grubości żeber

Zagadnienie to zostało już rozwiązane [41] [105], pozwalając na wyznaczenie grubości żebra, przy której ilość przekazywanego ciepła osiąga maksimum

$$h_{opt} = 1,419 \frac{b}{2} \sqrt{\frac{2\lambda_m}{\alpha_1 b}} \quad (6.15)$$

Wzór ten dotyczy żeber prostych, które w wymiennikach kotłowych wykonywanych metodą spawania lub zgrzewania są stosowane prawie wyłącznie. W przypadku wykonywania ożebrowania inną metodą, np. przez odlewanie lub walcowanie, należy dobierać kształt żeber zbliżony do trójkątnego. Odpowiednie proporcje wymiarów takich żeber można znaleźć w [41].

7. PODSUMOWANIE

Praca poświęcona jest problematyce doskonalenia metod obliczeń cieplnych i aerodynamicznych kotłowych pęczków konwekcyjnych. Przeanalizowano dokładność obecnie stosowanych metod i zaproponowano wiele modyfikacji pozwalających na podniesienie precyzji obliczeń. Szczególnie silny nacisk położono na rozwiązanie słabo dotąd zbadanych zagadnień związanych z powstawaniem osadów popiołu i ich wpływem na wymianę ciepła. Zaproponowany sposób określania stopnia efektywności zanieczyszczonych pęczków konwekcyjnych jest znacznie dokładniejszy od stosowanych dotąd.

Przykładem aplikacyjnym opracowanych metod jest podana w końcowym rozdziale termoeconomiczna optymalizacja wymienników kotłowych.

Dalsza poprawa dokładności obliczeń jest możliwa, wymaga jednak kosztownych i czasochłonnych badań. Będą one prowadzone, a ich wyniki zostaną stopniowo wprowadzone do metody przedstawionej w pracy.

W pierwszym rzędzie określone zostaną własności radiacyjne popiołów lotnych występujących w kotłach pyłowych i fluidyzacyjnych. Kontynuowane będą również badania statystyczne osadów pozwalające na precyzyjne określenie stopnia efektywności powierzchni w funkcji własności popiołu lotnego oraz parametrów pracy pęczka.

Stale badane są również nowe rodzaje powierzchni rozwiniętych, intensyfikujących wymianę ciepła w specyficznych warunkach kotłowych.

Uaktualniana jest również sukcesywnie baza danych do obliczeń optymalizacyjnych zarówno w warunkach krajowych, jak i w występujących w państwach o w pełni rozwiniętej gospodarce rynkowej.

LITERATURA

- [1] BAGIENSKI Z., CHRUSCIEL R.: Analiza istotnych parametrów procesu odsiarczania spalin za pomocą suchej metody wapiennej. Arch. Ochrony Środowiska, 1980 nr 2, s. 17-39.
- [2] BARAN M., PRNOBIS M.: Konvektiver Wärmeübergang und Druckverlust bei querangeströmten Flossenrohrbündeln. Wärme-und Stoffübertragung 18, (1984) s. 149-156.
- [3] BARAN M., PRNOBIS M.: Wymiana ciepła w rekuperatorach z rur giętych. Gospodarka Paliwami i Energią, 1978 nr 4.
- [4] BARAN M., PRNOBIS M.: Rozkład temperatury w rurach membranowych i opłetwionych przegrzewaczy pary. Arch. Budowy Maszyn nr 3/1981.
- [5] BARAN M., PRNOBIS M., WALEWSKI A., ZYGMAŃSKI W.: Metoda doboru optymalnych parametrów regeneracyjnych podgrzewaczy powietrza. Gospodarka Paliwami i Energią nr 1/1979.
- [6] BARAN M., PRNOBIS M.: Konvektiver Wärmeübergang bei querangestromten Membranrohren. VGB Kraftwerkstechnik 62 (1982).
- [7] BELJAKOV J.J.: Vlijanie vnutrennich otloženi^v okislov železa na temperaturnyj režim paroobrazujuščich poverchnostej nagreva. Energomašinostroenie, 1989, nr 3, s. 14.
- [8] BELOV C.J., EDEMSKIJ O.N.: O matematičeskoj modeli processa zagraznien^via kotelnych poverchnostej nagreva. Tieploenergetika nr 6 - 1985.
- [9] BIERMANN P., VORTMAYER D.: Wärmestrahlung staubhaltiger Gase. Wärme - und Stoffübertragung Bd. 2 1969 H. 4, s. 193.
- [10] BIMAN W.M. i inni: Promyšlennoe issledovanie celnosvarnej širmy iz plavnikovy^vch trub. Električeskie Stancii 1968. 5.
- [11] BLOCH A.G.: Teplovoe izlučenie v kotelnych ustanovkach. Energia, Leningrad 1967.
- [12] BOJARSKI W.: Podstawy metodyczne oceny efektywności w systemach energetycznych. Wyd. PAN, Wrocław, Warszawa, Kraków, Gdańsk 1979.
- [13] BRAUER H.: Untersuchungen an Querstrom-Wärmeaustauschern mit verschiedenen Rohrformen. VGB 1961 H. 8.

- [14] BRESSLER R.: Die Wärmeübertragung einzelner Rohrreihen in querangestromten Rohrbündeln mit kleinen Versetzungsverhältnissen. Forsch. Ing. - Wes. Bd. 24 1958 nr 3, s. 90-103.
- [15] CALDWELL L.: Diffusion coefficient of naphthalene in air and hydrogen. I. of Chemical and Engineering Data, Vol. 29, 60-62, 1984.
- [16] COLBURN A.P.: Trans. ASME, vol. 29, (1933), s. 174.
- [17] CZEPELAK I., PRONOBIS M.: Vymena tepla v přičně žebrovanych trubkovych svazcich. Strojirenstvi (CSRF) 40, 1990, 2.
- [18] CZEPELAK J., PRONOBIS M.: Obliczenia aerodynamiczne kotłowych pęczków konwekcyjnych z rur ożebrowanych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl. - z. 107.
- [19] FASSHAUER W., WEISE V.: Akustische Technologien in der Energietechnik, Dampfkesselreinigung durch Schall. BWK Bd. 43 (1991) Nr 5, s. 261-265.
- [20] FELICJANIAK W.: Badanie wymiany ciepła w pęczkach rur opłętowanych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl., Energetyka z. 94, s. 267-279.
- [21] FOMINA V.N., FEDOROV I.I.: Teplovaja effektivnost rebristych ekonomajzerov kotlov P-57-3M. Tjeploenergetika 1984, s. 42-45.
- [22] FURMAŃSKI P., GOGOŁ W., KOŁTYŚ J.: Analiza możliwości pomiaru przewodności cieplnej zanieczyszczeń powierzchni rur kotłowych. Opracowanie ITC Politechniki Warszawskiej, PR-8, zadanie 6.4.5.01 etap c 4.
- [23] FURMAŃSKI P., KOŁTYŚ J.: Weryfikacja i modyfikacja metody pomiaru przewodności cieplnej osadów kotłowych. Opracowanie ITC Politechniki Warszawskiej. CPBP 02.18 zad. 2.2.5.4. Warszawa 1987.
- [24] FURMAŃSKI P., KOŁTYŚ J.: Weryfikacja doświadczalna metody pomiaru przewodności cieplnej zanieczyszczeń zewnętrznych powierzchni rur kotłowych. Opracowanie ITC Politechniki Warszawskiej, PR-8, zadanie 6.4.5.01 etap d 3.
- [25] GAIŃSKI J., PRONOBIS M.: Badania zanieczyszczeń kotłowych powierzchni konwekcyjnych. Energetyka 1988, nr 12.
- [26] GAIŃSKI J., PRONOBIS M.: Badania i wybór czynników mających wpływ na proces zanieczyszczenia powierzchni ogrzewalnych. Opracowanie Inst. Maszyn i Urządzeń Energetycznych Politechniki Śląskiej w Gliwicach w ramach CPBP 02.18, zadanie 2.2.5.1 Gliwice 1986.
- [27] GAIŃSKI J., PRONOBIS M.: Badania wpływu osadów popiołu na opory przepływu w kotłowych pęczkach konwekcyjnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej - Energetyka, z. 110, Gliwice 1989.
- [28] GARNER L.J.: The formation of boiler deposits from the combustion of Victoria Brown Coals. J. Inst. of Fuel, vol. 40, 1967.

- [29] GAVRILOV A.F., MALKIN B.M.: Zagrjaznienie i očištka poverchnostej nagreva kotelnych ustanovok.
- [30] GEBHARD B.: Heat transfer, Mc Graw-Hill, 1961.
- [31] GEORGIU D.P., KLADAS D.: Thermophoretic deposition near the leading edge of cylindrical surfaces. Int. J. Heat Mass Transfer, Vol. 34 No. 1, 1991 s. 320-332.
- [32] GLINKOWSKI B., DRYGALSKI E., SZCZĘSNY T.: Technologia robót kotlarskich. WNT, Warszawa 1968.
- [33] GRIMISON E.D.: Correlation of new data on flow resistance and heat transfer for cross flow of gases over tube banks. Trans. ASME 19937 s. 583.
- [34] GROBER H., ERK S., GRIGULL U.: Grundgesetze der Wärmeübertragung. Springer-Verlag, Berlin 1957.
- [35] GUMZ W., KIRSCH H., MACKOWSKY M.TH.: Schlackenkunde. Springer-Verlag, Berlin 1958.
- [36] HANSEL H.: Grundzüge der Fehlerrechnung. VEB Deutscher Verlag der Wissenschaften, Berlin 1965.
- [37] HEIN K.: Versuchsergebnisse zum Einsatz rheinischer Braunkohlen in Grosskesselanlagen. Braunkohle Bd. 28, nr 3, 1976.
- [38] HEIN K.: Derzeitiger Kenntnisstand über rauchgasseitige Verschmutzung. VGB Kraftwerkstechnik 63 H.4, 1983.
- [39] HELGESEN J.K., MATTESON M.J.: Particle mixing and diffusion in the turbulent wake of cylinder arrays. Experiments in Fluids, 10 (1991) s. 333-340.
- [40] HERBETZ H.A. i inni: Die zirkulierende Wirbelschicht als Feuerungssystem für Brennstoffe mit hohen oder schwankenden Aschegehalten. VGB KRAFTWERKSTECHNIK 69, H.10 (1989) s. 1003.
- [41] HOBLER T.: Ruch ciepła i wymienniki. WNT, Warszawa 1979.
- [42] IDELCIK I.E.: Spravočnik po gidravličeskim soprotivlenijam. Mašinostrojenije, Moskva 1975.
- [43] JAKUBIK A.: Uszkodzenia niemechaniczne urządzeń cieplnych elektrowni. WNT, Warszawa 1974.
- [44] KALAFATI D., POPATOV W.W.: Optimizacija trubnej rešetki koridornogo pučka na osnovie effektivnosti templootdači Izv. VUZ - Energetika nr 8, 1977.
- [45] KAZISZYN A., WOJNAR W.: Praca dyplomowa (nie publikowana) IKSCiJ Politechniki Śl., Gliwice 1979.
- [46] KERN J.: Zur Bewertung von Kompakt-Wärmeaustauschern Wärme-und Stoffübertragung 13 (1980).

- [47] KORALEWSKI W., PUDŁO J.: Określenie empirycznych współczynników zanieczyszczenia i stopnia wykorzystania powierzchni ogrzewanych. Opracowanie ITC Łódź w ramach CPBP 02.18, zadanie 2.2.5.4, 1987.
- [48] KOSTOWSKI E.: Przepływ ciepła w piecach i procesach przemysłowych. Praca NB-95/RME-3/81, ITC Politechniki Śląskiej, Gliwice 1985.
- [49] KOSTOWSKI E.: Aproksymacja wykresów określających emisyjność CO_2 i H_2O za pomocą funkcji analitycznych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl. - Energetyka z. 92, Gliwice 1987.
- [50] KOZIOŁ J.: Uogólniona analiza wpływu ograniczeń na optymalizację konwekcyjnych rekuperatorów rurowych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl., Energetyka z. 103, Gliwice 1988.
- [51] KOZIOŁ K.: Wnikanie ciepła w przepływie burzliwym przekrojem międzyrurowym wymienników bez przegród z rurami normalnymi i zginiętymi. Chemia stosowana 4B, 359 (1965).
- [52] KRUPA M., PRONOBIS M.: Ocena przydatności układów membranowych jako kotłowych podgrzewaczy wody. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl., Energetyka z. 94, Gliwice 1986.
- [53] KRZIŹANOVSKIJ R.E., MOVSEJAN V.L., ČUDOVSKAJA N.I.: Vlijanie razmiera zolowych častic na strukturu i effektivnuju tieploprovodnost sypučich zagraznenij. Tieploenergetika 10/1972.
- [54] KUTATELADZE S.S.: Osnovy teoriii tieploobmena. Atomizdat, Moskva 1979.
- [55] KUZNIECOV N.V.: Rabočie procesy i voprosy usoveršenstvovanija konvektivnych poverchnostiej kotelnych agregatov. Gosenergoizdat, Moskva - Leningrad 1958.
- [56] LANG G.: Strompreise im internationalen Vergleich. Energie, Jahrg. 39, nr 4 (1987).
- [57] LEDINEGG M.: Dampferzeugung, Dampkessel, Feuerungen. Springer - Verlag, Wien - New York 1966.
- [58] LISEJKIN I.D., ANDREEVA A.J.: Issledovanije tieplootdači i aerodinamičeskogo soprotivlenija v membrannych konvektivnych pučkach trub s profilnymi prostavkami. Tieploenergetika 1974, 9.
- [59] LOKŠIN V.A., LISEJKIN I.D.: Issledovanije i rascet tieplootdači i aerodinamičeskich soprotivlenij membrannych koridornych pučkov trub. Tieploenergetika, 1975, 11.
- [60] LOKŠIN V.A., LISEJKIN I.D.: Issledovanije i rascet aerodinamiki membrannych konvektivnych poverchnostej nagreva. Tieploenergetika 1971, 3.
- [61] MEDVEDEV V.A.: Opredelenije optimalnej širiny mežtrubnoj prostavki v membrannych ekonomajzerach parogeneratorov. Izv. WUZ-Energetika nr 8, 1977.

- [62] MEDVEDEV V.A. i inni: Promyšlennye ispytania plavnikovych ekonomajzerov na kotlach PK-14. El. Stancii 1990 nr 2.
- [63] MICHEEV M.A., MICHEEVA J.M.: Osnovy tieploperedaci. Energia, Moskva 1977.
- [64] MIGAJ V.K.: Tieploobmen v gladkich trubach pri turbulentnom tečenii. Tieploenergetika, 1987, 8, s. 66-68.
- [65] MIGAJ V.K.: Rascet tieploobmena v poperečno - obtekaemych sachmatnykh pučkach trub. Tieploenergetika 1978 nr 2, s. 31-34.
- [66] MITOR V.V.: Tieploobmen v topkach parovykh kotlov. Masgiz, Moskva 1963.
- [67] MULCAHY M.F.R., BOOW J., GOARD P.R.C.: Fireside Deposits and their Effect on Heat Transfer in a Pulverized-fuel fired Boiler, Journ., of Inst. of Fuel, 1966, vol. 39.
- [68] MACK E.: Average cross-sectional area of molecules by gaseous diffusion methods. I. Am. Che. Soc., Vol. 47, 2468-82, 1925.
- [69] NAZARENKO V.C., GOLBERG A.J.: Issledovania membrannykh širmovykh i konvektivnykh poverchnostej kotla TGM-94. Energomašinostroenie, 1979, 8 s. 5-8.
- [70] NEKRASOV M.I.: Rezultaty promyšlennykh ispytaniy dwuchslojnykh plavnikovyykh trub. Energomašinostroenie, 1983, 11 s. 25-28.
- [71] Ogólnokrajowa Konfererencja Naukowo-Techniczna "Doświadczenia montażowe i eksploatacyjne bloków energetycznych 360 MW". Zeszyt 2. Bełchatów 1985.
- [72] OCHEŃDUSZKO S.: Teoria maszyn cieplnych, PWT, Warszawa 1953.
- [73] ORŁOWSKI P., DOBRZAŃSKI W., SZWARC E.: Kotły parowe. WNT, Warszawa 1979.
- [74] POPIEL C.O., BOGUSŁAWSKI L. Badanie procesów konwekcji masy i ciepła metodą sublimującego naftalenu. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej. Chemia i Inżynieria Chem., nr 18, 1986.
- [75] PRASOLOV R.C.: Masso - i tieploperenos v topočnykh ustrojstvach. Energia, Moskva 1964.
- [76] PRESSER K.H.: Experimentelle Prufung der Analogie zwischen konvektiver Wärme-und Stoffubertragung bei nichtabgeloster Stromung. Wärme-und Stoffubertragung, Vol. 1, H.4, 1968.
- [77] PRONOBIS M.: Opracowanie metody wyznaczania lokalnych i średnich wartości współczynników wnikania ciepła od spalin do zanieczyszczonych rur kotłowych. PR-8, zadanie 6.4.5.01 etap b5, Gliwice 1983.
- [78] PRONOBIS M.: Grubość promieniującej warstwy spalin w kotłowych pęczkach konwekcyjnych. Gosp. Pal. i Energią, 1984 nr 1.
- [79] PRONOBIS M.: Badanie współczynników wnikania masy metodą sublimacji naftalenu. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl. - Energetyka, zeszyt 82.

- [80] PRONOBIS M.: Analogie zwischen dem konvektiven Wärmeübergang und dem Massenaustausch bei querangeströmten Rohrbündeln. Wärme- und Stoffübertragung 23 (1988).
- [81] PRONOBIS M.: Einfluss der Verschmutzung auf den Wärmeaustausch in konvektiven Kesselrohrbündeln. VGB Kraftwerkstechnik 66 H.2, 1986.
- [82] PRONOBIS M.: Druckverlust bei querangeströmten Glattrohrbündeln. Forschung im Ingenieurwesen Bd. 54 (1988) Nr 6.
- [83] PRONOBIS M.: Verteilung der lokalen Werte des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten in Schottenüberhitzern. VGB KRAFTWERKSTECHNIK 67 H.2 (1987).
- [84] PRONOBIS M.: Weitere Erkenntnisse zum Einfluss der Verschmutzung auf den Wärmeaustausch in konvektiven Kesselrohrbündeln. VGB KRAFTWERKSTECHNIK 69 H.11 (1989), (również wersja angielska).
- [85] PRONOBIS M.: Přenos tepla ve svazcích žebrovanych trubek. Energetika (CSRR) 37 (1987) nr 12.
- [86] PRONOBIS M.: Dokładność obliczeń konwekcyjnego współczynnika wnikania ciepła przy poprzecznym omywaniu pęczków rur. CPBP 02.18. zad. 2.3.5.2, Gliwice 1989.
- [87] PRONOBIS M.: Ocena efektywności różnych sposobów intensyfikacji wnikania ciepła wewnątrz rur. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka - w przygotowaniu.
- [88] PRONOBIS M., GAIŃSKI J.: Badania doświadczalne przepływu ciepła w rzeczywistych osadach popiołowych. CPBP 02.18 zadanie 2.2.5.2, Gliwice 1987.
- [89] PRONOBIS M.: Dokładność obliczeń radiacyjnej wymiany ciepła od spalin do powierzchni rur kotłowych pęczków konwekcyjnych. Zeszyty Naukowe Politechniki Śląskiej, Energetyka, s. 114.
- [90] PRONOBIS M., GAIŃSKI J.: Badania na stanowisku doświadczalnym współczynników zanieczyszczenia i wsp. cieplnej efektywności powierzchni konwekcyjnych przy spalaniu krajowych węgla kamiennych. PR-8 Zad. 6.4.5.01 etap c2, Gliwice 1985.
- [91] PRONOBIS M., ZYGMAŃSKI W.: Optymalizacja prędkości przepływu spalin w kotłowych konwekcyjnych wymiennikach ciepła. Zeszyty Naukowe Politechniki Śl., Energetyka, z. 66, 1978.
- [92] RAASK E.: Mineral Impurities in Coal Combustion. Springer - Verlag, Berlin, Heidelberg, Tokyo 1984.
- [93] REID W.T.: External corrosion and deposits. Boilers and gas turbines. American Elsevier Publishing, New York 1971.
- [94] RAZNJEVIC K.: Toplinske tablice i dijagrami. Technicka Knjiga, Zagreb 1964.

- [95] SALA A.: Radiacyjna wymiana ciepła. WNT, Warszawa 1982.
- [96] SCHACK A.: Der industrielle Wärmeübergang. Verlag Stahleisen, Düsseldorf, 1969, s. 351.
- [97] SCHACK K.: Berechnung der Strahlung von Wasserdampf und Kohlendioxid. Chemie-Ing.-Technik. Bd. 42, (1970), nr 2 s. 53.
- [98] SCHMIDT E.: Einführung in die technische Thermodynamik. 10. Aufl. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 1964.
- [99] SHARAN H.: Berechnung des Wärmeüberganges durch Gasstrahlung zwischen Rauchgasen und grauen Rohrwänden. Technische Rundschau Sulzer 536.24.
- [100] SHARAN H.: Wärmeübergang und Druckverlust des Rauchgases bei queranges-tröbten Flossenrohren. Sulzer - Forschungsheft 1966.
- [101] SIENNICKI S., ZYGADLEWICZ K.: O przyczynach niedokładności obliczeń cieplnych w kotle. Materiały Sympozjum Wymiany Ciepła i Masy PAN. Jabłonna 1975.
- [102] SIENNICKI S.: Przejmowanie ciepła przy konwekcji przez powierzchnie grzewcze kotła parowego. Gospodarka Paliwami i Energią (1964) nr 3, s. 89.
- [103] SKIEPKO T.: Rozkład temperatury w ścianie rury konwekcyjnej powierzchni wymiany ciepła w kotle. Archiwum Energetyki 1980, 4 s. 227-244.
- [104] SKIEPKO T.: Konstruowanie optymalnych powierzchni grzewczych elementów konwekcyjnej części kotła. Archiwum Energetyki nr 3, 1979.
- [105] STANISZEWSKI S.: Wymiana ciepła. PWN, Warszawa 1963.
- [106] SZARGUT J.: Analiza termodynamiczna i ekonomiczna w energetyce przemysłowej. WNT, Warszawa 1983.
- [107] SZARGUT J.: Metody numeryczne w obliczeniach cieplnych pieców przemysłowych. Wyd. Śląsk, Katowice 1977.
- [108] ŠARLOVSKAJA M.S., RIVKIN A.S.: Vlijanie mineralnej časti sibijskich uglej na zagrjaznenie poverchnostej nagreva parogeneratorov. Nauka, Novosibirsk 1973.
- [109] STROMPREISVERGLEICH. BWK. Bd. 40 (1988) nr 9.
- [110] ŚWIRSKI J.: Wytyczne projektowania kanałów spalinowych i powierzchni ogrzewalnych kotłów dla ochrony rur przed erozją popiołową. Opracowanie Inst. Energetyki nr 10942, Warszawa 1974.
- [111] ŚWIRSKI J.: Badania erozji popiołowej i ocena zużycia rur kotłowych wskutek jej działania. Prace Instytutu Energetyki, Zeszyt 1, Warszawa 1975.
- [112] Teplovoj rascet kotelnych agregatov - normativnyj metod. Energia, Moskva 1973.

- [113] VARGAFTIK N.B.: Spravočnik po tieplofizičeskim svojstvam gazov i židko-
stej. Nauka, Moskva 1972.
- [114] VOLK W.: Applied statistics for engineers. Mc Graw-Hill 1958.
- [115] VDI - Wärmeatlas. VDI-Verlag, Düsseldorf 1984.
- [116] WIŚNIEWSKI S.: Wymiana ciepła, PWN, Warszawa 1979.
- [117] ZMAČINSKIJ A.V.: Opredelenije najvygodnejšich skorostej gazov v ekono-
majzerach membranego tipa. Elektr. Stancii nr 1, 1973.
- [118] ŽUKAUSKAS A.: Konvektivnyj perenos v temploobmennikach. Nauka, Moskva
1982.

WYMIANA CIEPŁA W ZANIECZYSZCZONYCH POWIERZCHNIACH KONWEKCYJNYCH KOTŁÓW

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

Praca poświęcona jest problematyce doskonalenia obliczeń cieplnych i aerodynamicznych kotłowych pęczków konwekcyjnych. Dotychczas stosowane metody obliczeń współczynnika przenikania ciepła i liczby oporu dają wyniki obciążone znacznymi błędami. Powodem tego są nadmierne uproszczenia, niedokładność empirycznych korelacji oraz niedokładność danych literaturowych określających własności czynników. Źródłem szczególnie dużych błędów jest stosowana dotąd w kraju metoda obliczeń wpływu osadów popiołu na wymianę ciepła.

W pracy przedstawiono analizę dokładności obecnie stosowanych metod obliczania współczynnika przenikania ciepła. Określono wpływ niedokładności poszczególnych zmiennych na niedokładność końcowego wyniku obliczeń oraz zaproponowano wiele zmian w stosunku do metod stosowanych obecnie, co pozwoliło na istotne podniesienie dokładności obliczeń. Opracowano nowe, bardziej precyzyjne zależności do wyznaczania liczby Nusselta dla poprzecznie omywanych pęczków rur gładkich i ożebrowanych, jak również nowe, dokładniejsze wzory do określania liczby oporu w tego rodzaju wymiennikach.

Wyznaczono uogólnione zależności do obliczania grubości promieniującej warstwy spalin w pęczkach rur o dowolnej postaci geometrycznej.

W dalszej części pracy przedstawiono badania osadów popiołu występujących w kotłach oraz opracowano nowe metody obliczania wpływu zanieczyszczeń na wymianę ciepła. Omówiono fizykochemiczne podstawy tworzenia się osadów oraz sformułowano podstawowe zależności między kształtem i warunkami pracy pęczka a charakterem powstałych zanieczyszczeń.

Powstanie osadów na powierzchniach rur powoduje zmianę kształtu powierzchni omywanej spalinami. W pracy przedstawiono badania wpływu tego zjawiska na konwekcyjne i radiacyjne współczynniki wnikania ciepła. Dla podstawowych kształtów osadów opracowano zależności między liczbą Biota i wymiarami zanieczyszczeń a stopniem efektywności będącym stosunkiem współczynni-

ków przenikania ciepła w pęczku zanieczyszczonym i czystym. Uzyskane wyniki zweryfikowano doświadczalnie badając wymianę ciepła w wyciętych z kotłów rurach pokrytych osadem popiołu.

Opracowano ponadto metodę obliczania stopnia efektywności Ψ opartą na statystycznej analizie zależności między parametrami charakteryzującymi warunki omywania pęczka przez spaliny i własności fizykochemiczne popiołu lotnego a wartością Ψ .

Końcowy rozdział pracy poświęcony jest termoeconomicznej optymalizacji kotłowych pęczków konwekcyjnych z uwzględnieniem ograniczeń wynikających z warunków technicznych pracy wymiennika.

HEAT TRANSFER IN CONTAMINATED CONVECTION BOILER SURFACES

Summary

The paper discusses the problem of accuracy of heat transfer and pressure drop calculations in application to convection boiler surfaces. The methods applied so far are characterized by very low precision. It is a consequence of excessive simplifications, inexactitude of empirical correlations as well as inaccuracy of data available in literature, describing properties of heat exchanging media.

The source of extremally high errors is the commonly used method calculating the effect of ash deposits upon the exchange of heat in boiler tube banks.

The influence of inaccuracy of variables in the equation describing overall heat transfer coefficient on its accuracy has been analysed. In order to decrease the calculation errors several modifications, in comparison with the methods used so far, have been proposed.

New expressions for Nusselt number and resistance factor by crossflow tube banks with different geometry have been presented. Generalized equation describing equivalent radius of the flue gas layer in tube banks have been derived.

Basic part of this work is the solution of problems concerning the fouling of boiler exchangers. The shape and properties of deposits have been investigated. In order to characterize the effect of fouling on the convection coefficient of heat transfer the model investigations have been carried out. The influence of deposits upon the radiation coefficient have been calculated. The effect of the operational parameters of the heat exchanger as well as the shape and properties of ash deposits on the reduction of the overall heat transfer coefficient in comparison with that of a clean tube have been determined.

The calculation results have been empirically proved. The method of reduction factor calculation based on the statistical processing of boiler measurements has been introduced.

The ending part of the work deals with optimization of convection boiler surfaces. The annual cost of heat transfer has been used as the objective function. The usability of 9 types of plain tube and finned surfaces has been analysed. The results presented in form of diagrams prove that the correctness of tube bank design leads to considerable reduction of heat transfer costs as well as to increase of overall boiler efficiency.

WÄRMEAUSTAUSCH IN VERSCHMUTZTEN KONVEKTIVEN KESSELROHRBÜNDELN

Ziel der vorliegenden Arbeit ist die Verbesserung der Methoden zur Berechnung des Wärmeüberganges und Druckverlustes in konvektiven Kesselrohrbündeln. Die bisher angewendeten Methoden führen zu bedeutenden Fehlern. Es ist eine Konsequenz der überflüssigen Vereinfachungen, der Ungenauigkeiten der empirischen Korrelationen als auch der Daten über die Eigenschaften der Medien.

Ausserordentlich grosse Abweichungen zwischen den Messwerten und den Berechnungsergebnissen ergeben sich bei der Berücksichtigung des Einflusses der Ascheablagerungen auf den Wärmeaustausch. Die Arbeit enthält eine umfangreiche Analyse des Zusammenhanges zwischen Ungenauigkeiten der Variablen in der Gleichung zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten und der resultierenden Ungenauigkeit dieses Koeffizienten.

Zur Verbesserung der Genauigkeit der wärmetechnischen Berechnungen sind zahlreiche Veränderungen in die bisherige Methoden eingeführt worden. Neue Korrelationen zur Berechnung der Nusselt - und Widerstandszahl in querangeströmten Rohrbündeln wurden dargestellt. Allgemeine Gleichung zur Ermittlung des äquivalenten Radius der Rauchgasschicht in Bündeln wurde herausgeführt.

Ein wichtigerr Teil der Arbeit betrifft die Berücksichtigung des Einflusses der Verschmutzung auf den Wärmeaustausch. Form und Eigenschaften der Ascheablagerungen wurden erforscht. Um den Einfluss der Ablagerungen auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zu charakterisieren, wurden Modellversuche durchgeführt.

Es wurde bewiesen, dass bei Rauchgasstrahlung die Ansätze von Asche auf den Berührungsheizflächen zur wesentlicher Verringerung des äquivalenten Radius führen. Der Zusammenhang zwischen den Arbeitsparametern des Bündels als auch der Form und Eigenschaften der Verschmutzungen und der Abminderung des Wärmedurchgangskoeffizienten wurde ermittelt.

Die Berechnungsergebnisse sind durch Untersuchungen bestätigt worden. Eine Methode zur Ermittlung des Abminderungsfaktors die auf der statistischen Analyse beruht, wurde dargestellt.

Im letzten Teil der Arbeit ist die Optimierung der Kesselrohrbündel durchgeführt worden. Als Zielfunktion der Optimierungsaufgabe wurde die Summe der jährlichen Gesamtkosten der Wärmeübertragung angenommen. Es wurden 9 Bündelarten verglichen. Zwei Bündelbefestigungen: mit und ohne Tragrohre, wurden betrachtet.

Aus den Berechnungen geht hervor, dass die Optimierung der Bündelgeometrie zur beträchtlichen Senkung der Kosten und Abmessungen des Austauschers führen kann.



BIBLIOTEKA GŁÓWNA
Politechniki Śląskiej

P. 3349/92/115